

Proyecto de Fin de Máster

Máster Universitario en Ingeniería Industrial

Estudio numérico mediante el método de los Elementos Finitos de la vida a fatiga en uniones atornilladas

Autor: Javier Miguel Juliá Lerma

Tutores: Jaime Domínguez Abascal

Daniel García Vallejo

Dep. Ingeniería Mecánica y Fabricación
Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Universidad de Sevilla

Sevilla, 2019



Trabajo de Fin de Máster
Máster Universitario en Ingeniería Industrial

Estudio numérico mediante el método de los Elementos Finitos de la vida a fatiga en uniones atornilladas

Autor:

Javier Miguel Juliá Lerma

Tutores:

Jaime Domínguez Abascal

Catedrático de Universidad

Daniel García Vallejo

Profesor Titular de Universidad

Dep. Ingeniería Mecánica y Fabricación

Escuela Técnica Superior de Ingeniería

Universidad de Sevilla

Sevilla, 2019

Proyecto de Fin de Máster: Estudio numérico mediante el método de los Elementos Finitos de la vida a fatiga en uniones atornilladas

Autor: Javier Miguel Juliá Lerma

Tutores: Jaime Domínguez Abascal y
Daniel García Vallejo

El tribunal nombrado para juzgar el Proyecto arriba indicado, compuesto por los siguientes miembros:

Presidente:

Vocales:

Secretario:

Acuerdan otorgarle la calificación de:

Sevilla, 2019

El Secretario del Tribunal

A mi familia

A mis maestros

Agradecimientos

Considero la ingeniería una rama donde el apoyo mutuo es esencial, por ello han sido muchas las personas que, directa o indirectamente han hecho posible la realización de este proyecto, que representa el final de un ciclo importante en mi vida.

En especial he de agradecer a mis tutores, Jaime Domínguez Abascal y Daniel García Vallejo, por su dedicación y paciencia. También, agradecer la ayuda prestada y la paciencia tenida conmigo a los profesores Fran Salmerón y Francisco Valderrama cuyos conocimientos en programas CAD me ayudaron a realizar los detalles más complejos de la geometría de la unión atornillada.

Mis más sinceros agradecimientos a mis compañeros de trabajo, los cuales me han ayudado tanto técnicamente, con sus conocimientos en programas ingenieriles, como moralmente durante el desarrollo del proyecto. Muchas gracias a todos.

Mis compañeros durante los cursos en la Escuela también han sido muy importantes para mí. Muchas gracias a todos por hacerme sentir uno más y por la ayuda que, entre todos, nos hemos prestado.

Agradecer a mi familia el apoyo incondicional que siempre me han proporcionado. Sin ellos no habría sido posible terminar este ciclo, no solo por el ya sabido aspecto económico, sino también por estar conmigo en los momentos en los que les he necesitado.

Para finalizar, dar las gracias a todo el profesorado que ha intervenido en mi vida, desde los profesores del colegio y el instituto hasta los de la Escuela Técnica Superior de Ingeniería. Gracias por transmitirme sus conocimientos y experiencias y por formarme como persona y como estudiante.

Sin todos ellos no hubiera nunca conseguido llegar a realizar este proyecto tan importante para mí, el cual me permite cerrar este pequeño gran ciclo. Muchas gracias a todos.

Javier Miguel Juliá Lerma

Sevilla, 2019

Resumen

Las uniones atornilladas son comúnmente conocidas. A pesar de los avances tecnológicos, este tipo de unión continúa teniendo protagonismo incluso en proyectos de última generación como los aerogeneradores. Debido a ello, es importante continuar avanzando en el estudio del comportamiento de dichas uniones.

Los conocimientos en uniones atornilladas son muy extensos, por lo que todo estudio innovador suele ser muy complejo. Esto, añadido a la complejidad geométrica que representan las roscas, hace que el Método de los Elementos Finitos sea una herramienta de gran utilidad para su análisis.

En este documento se obtiene la distribución y el valor de las tensiones en una unión atornillada mediante un tornillo de métrica M16 y una tuerca con un corte cónico para compararlos con un modelo análogo, pero con tuerca recta cuyo desarrollo se realiza en otro documento.

Para ello, se construye y valida el modelo de la unión del tornillo y la tuerca con corte cónico. La geometría se construye con el programa comercial Solidworks y el modelo de cálculo se realiza con el programa comercial ANSYS Workbench. Tras su construcción, se comprueba su funcionalidad ante cargas de tracción y de flexión de modo que el Departamento de Ingeniería Mecánica y Fabricación de la Escuela Técnica Superior de Ingeniería de Sevilla pueda utilizarlo también en futuras tareas de investigación.

Abstract

Bolted joints are well-known. Despite technological advances, this type of joint also still playing a leading role in cutting-edge projects such as wind turbines. Due to this, it is important to continue advancing in the study of the behavior of these joints.

The knowledge in bolted joints is very extensive, so any cutting-edge study is often very complex. This, added to the geometric complexity that threads have, makes the Finite Element Method a very useful tool for its analysis.

In this document the distribution and value of stresses in a bolted joint are obtained by means of an M16 metric screw and a nut with a conical cut to compare them with a similar model, but with a straight nut whose development is carried out in another document.

To do that, a model of the joint of a screw and a nut with a conical cut is built and validated. The geometry is built with the commercial program Solidworks and the calculation model is performed with the commercial program ANSYS Workbench. After its construction, its functionality will be probed for tensile and bending loads so that the Department of Mechanical Engineering and Manufacturing of the School of Engineering of Seville may also use it in future investigations.

Índice

<i>Agradecimientos</i>	<i>ix</i>
<i>Resumen</i>	<i>xi</i>
<i>Abstract</i>	<i>xiii</i>
<i>Índice</i>	<i>xv</i>
<i>Índice de Figuras</i>	<i>xvii</i>
<i>Índice de Tablas</i>	<i>xxiii</i>
<i>Notación</i>	<i>xxv</i>
1 Introducción	1
1.1 Introducción a la fatiga	2
1.2 Objetivo del trabajo	5
1.3 Efecto del corte cónico en la rosca de una tuerca	5
1.4 Introducción a ANSYS Workbench	8
2 Modelado del tornillo	14
2.1 Datos del tornillo	14
2.2 Construcción del modelo del tornillo	16
3 Modelado de la tuerca	22
3.1 Datos de la tuerca	22
3.2 Construcción del modelo de la tuerca	24
4 Ensamblaje tornillo – tuerca	32
5 Mallado	34
5.1 Particiones	35
5.1.1 Tornillo	35
5.1.1.1 Planos creados	36
5.1.1.2 Operaciones booleanas	37
5.1.2 Tuerca	44
5.1.2.1 Plano creado	44
5.1.2.2 Operaciones booleanas	45
5.2 Parámetros de mallado	47
5.2.1 Tornillo	52
5.2.1.1 Cabeza	52
5.2.1.2 Zona de transición	55
5.2.1.3 Caña	56
5.2.1.4 Rosca	58
5.2.2 Tuerca	64
5.2.3 Unión completa	69
6 Modelado del contacto	72
6.1 Formulaciones	73
6.2 Rigidez normal de contacto	74
6.3 Pinball Region	74
6.4 Otras opciones	75
6.4.1 Comportamiento	75
6.4.2 Recorte	75

6.4.3 Pasos de cálculo	75
6.5 Opciones usadas en la unión atornillada	76
7 Condiciones de contorno	80
7.1 Tracción	80
7.1.1 Configuración 1	80
7.1.2 Configuración 2	82
7.1.3 Configuración 3	84
7.1.4 Elección de la configuración de condiciones de contorno a tracción	86
7.2 Adición de la flexión	87
7.2.1 Cambios en la carga	88
7.2.2 Cambios en desplazamientos	91
7.2.3 Comprobaciones	92
8 Análisis de convergencia de malla	96
8.1 Análisis de convergencia de malla ante tracción centrada	96
8.2 Análisis de convergencia de malla con apoyo no paralelo (flexión)	103
9 Análisis Elastoplástico	106
9.1 Propiedades del material	106
9.2 Carga impuesta	108
9.3 Resultados	108
9.3.1 Curva tensión – deformación	109
9.3.2 Distribución de tensiones	110
9.3.3 Valores de tensión en puntos críticos	112
10 Posibles mejoras de malla	119
10.1 Modificaciones en la geometría	119
10.1.1 Malla hexaédrica en las crestas de las roscas	119
10.1.2 Mallado fino en los valles	124
10.1.3 Núcleo de transición en la rosca	125
10.1.4 Eliminación de los núcleos en la zona superior	126
10.2 Modificaciones en el modelo	126
10.2.1 Mallado	127
10.2.1.1 Partes del modelo	128
10.2.1.2 Parte superior	128
10.2.1.3 Rosca del tornillo	129
10.2.1.4 Zona superior del tornillo	131
10.2.1.5 Tuerca	131
10.2.1.6 Conjunto	132
10.2.2 Contactos	135
10.2.2.1 Introducción a las reglas de cuerpos	135
10.2.2.2 Contacto <i>Bonded</i>	139
10.2.2.3 Contacto Frictional	140
10.2.3 Condiciones de contorno	140
10.3 Errores del modelo	140
10.3.1 Errores en el mallado	141
10.3.2 Errores en la resolución	141
10.3.3 Posibles soluciones	141
11 Conclusiones	143
<i>Bibliografía</i>	<i>I</i>

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1-1 - Aerogenerador ‘offshore’ en Gran Canaria, España.	1
Figura 1-2 – Marcas de playa y superficie de rotura de un eje a fatiga.....	3
Figura 1-3 – Curva SN simplificada para aceros.	3
Figura 1-4 – Diagrama de tensión deformación para deformaciones locales.....	4
Figura 1-5 – Modelo simplificado de la unión roscada entre el tornillo y la tuerca.....	6
Figura 1-6 – Esquema comparativo entre unión roscada con o sin conicidad en la tuerca.	7
Figura 1-7 – Esquema explicativo sobre flexibilización.	7
Figura 1-6 – Bloque “Static Structural” de ANSYS Workbench.	8
Figura 1-7 – Interfaz del Engineering Data de ANSYS Workbench.	9
Figura 1-8 – Interfaz de DesignModeler.	10
Figura 1-9 – Interfaz de SpaceClaim.....	10
Figura 1-10 – Interfaz de Solidworks.....	11
Figura 1-11 – Interfaz de Mechanical.	12
Figura 2-1 - Geometría y acotación normalizada del tornillo según la norma DIN 931.....	14
Figura 2-2 - Perfil de rosca métrica DIN 13.....	15
Figura 2-3 - Modelo de la transición entre la cabeza y el cuerpo del tornillo.	17
Figura 2-4 - Croquis para iniciar la trayectoria helicoidal del tornillo.....	18
Figura 2-5 - Perfil de rosca métrica DIN 13 con dibujo auxiliar.....	19
Figura 2-6 - Croquis del triángulo de la rosca del tornillo que barrerá la trayectoria.	20
Figura 2-7 - Modelo del tornillo M16 DIN 931 120 mm.	21
Figura 3-1 - Geometría y acotación normalizada de la tuerca según la norma DIN 934.	22
Figura 3-2 - Perfil de rosca métrica DIN 13.....	23
Figura 3-3 - Perfil de rosca métrica DIN 13 con dibujo auxiliar.....	25
Figura 3-4 - Croquis para comprobar las dimensiones del chaflán de la tuerca.....	26
Figura 3-5 - Croquis para iniciar la trayectoria helicoidal del tornillo.....	27
Figura 3-6 - Croquis del triángulo de la rosca de la tuerca que barrerá la trayectoria.	28
Figura 3-7 - Modelo de la tuerca (recta) M16 DIN 934.....	29
Figura 3-8 - Croquis para realizar corte revolucionado.	30
Figura 3-9 - Modelo de la tuerca con corte cónico M16.	30
Figura 4-1 - Ensamblaje tornillo – tuerca.....	33
Figura 4-2 - Sección del ensamblaje tornillo – tuerca.....	33

Figura 4-3 - Detalle de la unión roscada en el ensamblaje tornillo – tuerca.	33
Figura 5-1 - Croquis dibujados sobre el plano “Croquis_Tornillo”.	36
Figura 5-2 - Aristas utilizadas para particiones de la zona de transición.	38
Figura 5-3 - Particiones iniciales de la zona de transición.	38
Figura 5-4 - Particiones iniciales tornillo.	39
Figura 5-5 - Partición inicial de la cabeza del tornillo.	40
Figura 5-6 - Creación del núcleo hexagonal del tornillo.	41
Figura 5-7 - Detalle de las particiones de la zona roscada antes de la subdivisión.	41
Figura 5-8 - Detalle de las particiones en forma de cuña de la capa externa.	42
Figura 5-9 - Detalle de las particiones en la rosca del tornillo.	43
Figura 5-10 - Croquis dibujados sobre el plano “Croquis_Tuerca”.	44
Figura 5-11 - Tuerca con las particiones realizadas.	45
Figura 5-12 - Unión tornillo – tuerca con las particiones realizadas.	46
Figura 5-13 - Lista de operaciones realizadas para las particiones.	47
Figura 5-14 - “Body Sizing” sobre placa con elementos sólidos.	48
Figura 5-15 - “Face Sizing” sobre caras del canto superponiendo “Body Sizing” con elementos sólidos.	49
Figura 5-16 - “Face Sizing” sobre todas las caras con elementos sólidos pero distinto tamaño.	50
Figura 5-17 - Combinación de “Face Sizing” y “Edge sizing”.	51
Figura 5-18 - Particiones de la cabeza en Mechanical.	53
Figura 5-19 - Malla de la cabeza.	54
Figura 5-20 - Particiones de la zona de transición en Mechanical.	55
Figura 5-21 - Malla de la zona de transición.	56
Figura 5-22 - Particiones de la caña en Mechanical.	56
Figura 5-23 - Malla de la caña.	58
Figura 5-24 - Particiones de la rosca del tornillo en Mechanical.	59
Figura 5-25 - Caras cresta o pico de la rosca del tornillo coincidente.	60
Figura 5-26 - Caras valle de la rosca del tornillo coincidente.	60
Figura 5-27 - Caras de contacto de la rosca del tornillo con la tuerca.	61
Figura 5-28 - Malla de la rosca del tornillo. Detalle de la rosca coincidente.	62
Figura 5-29 - Malla de la rosca del tornillo.	62
Figura 5-30 - Malla de la rosca del tornillo. Corte.	63
Figura 5-31 - Parámetros de mallado del tornillo.	64
Figura 5-32 - Particiones de la rosca del tornillo en Mechanical.	64

Figura 5-33 - Particiones de la rosca del tornillo en Mechanical. Corte.	65
Figura 5-34 - Caras cresta o pico de la rosca de la tuerca.	65
Figura 5-35 - Caras de picos o crestas grandes de la rosca de la tuerca.	66
Figura 5-36 - Caras valle de la rosca de la tuerca.	66
Figura 5-37 - Caras de contacto de la rosca de la tuerca.	66
Figura 5-38 - Malla de la tuerca. Detalle de la rosca.	67
Figura 5-39 - Malla de la tuerca.	68
Figura 5-40 - Malla de la tuerca. Corte.	68
Figura 5-41: Parámetros de mallado de la tuerca.	69
Figura 5-42 - Malla de la unión tornillo – tuerca. Detalle.	69
Figura 5-44 - Malla de la unión tornillo – tuerca.	70
Figura 5-45 - “Orthogonal quality” unión.	70
Figura 5-46 - “Orthogonal quality” unión. Detalle.	70
Figura 5-47 - “Skewness” unión.	71
Figura 5-48 - “Skewness” unión. Detalle.	71
Figura 6-1 – Geometría en contacto.	76
Figura 6-2 – Geometría “Contact” del contacto.	77
Figura 6-3 – Geometría “Target” del contacto.	77
Figura 6-4 – Opciones del contacto modelado.	78
Figura 7-1 – Configuración 1 de condiciones de contorno. Vista 1.	81
Figura 7-2 - Configuración 1 de condiciones de contorno. Vista 2.	81
Figura 7-3 – Deformada de la configuración 1 de condiciones de contorno.	81
Figura 7-4 – Detalle de la rosca en la deformada de la configuración 1 de condiciones de contorno.	82
Figura 7-5 – Configuración 2 de condiciones de contorno. Vista 1.	83
Figura 7-6 - Configuración 2 de condiciones de contorno. Vista 2.	83
Figura 7-7 – Deformada de la configuración 2 de condiciones de contorno.	83
Figura 7-8 – Detalle de la rosca en la deformada de la configuración 2 de condiciones de contorno.	84
Figura 7-9 – Configuración 3 de condiciones de contorno. Vista 1.	85
Figura 7-10 - Configuración 3 de condiciones de contorno. Vista 2.	85
Figura 7-11 – Deformada de la configuración 3 de condiciones de contorno.	85
Figura 7-12 – Detalle de la rosca en la deformada de la configuración 3 de condiciones de contorno.	86

Figura 7-13 – Fuerza de reacción en la condición de contorno que limita el desplazamiento Y de la tuerca.	87
Figura 7-14 – Fuerza de reacción en la condición de contorno que limita el desplazamiento Y de la tuerca.	87
Figura 7-15 – Esquema de la relación entre el radio de giro, la longitud y el ángulo de giro.....	88
Figura 7-16 – Esquema de la relación entre el radio de giro, la longitud y el ángulo de giro.....	90
Figura 7-17 – Condiciones de contorno con flexión.	91
Figura 7-18 – Momento asociado al apoyo no paralelo.	92
Figura 7-19 – Fuerza de reacción en los nodos de la cara inferior de la tuerca.	93
Figura 7-20 – Deformada y contorno de la indeformada de la unión atornillada con flexión. ...	93
Figura 7-21 – Fuerza de reacción asociada a la representación del agujero de la pieza sujeta.	94
Figura 7-22 – Detalle de la deformada en la zona de coincidencia de roscas en el problema con flexión.	94
Figura 8-1 – Detalle de la malla de 103 000 elementos.	97
Figura 8-2 – Detalle de la malla de 178 000 elementos.	98
Figura 8-3 – Detalle de la malla de 462 000 elementos.	98
Figura 8-4 – Detalle de la malla de 730 000 elementos.	99
Figura 8-5 – Detalle de la malla de 1 293 000 elementos.	99
Figura 8-6 – Distribución de tensiones de Von Mises en la rosca del tornillo.....	100
Figura 8-7 – Evolución de tensiones con la densidad de malla.....	101
Figura 8-8 – Evolución de la calidad de los elementos con la densidad de malla.....	102
Figura 8-9 – Evolución de la distorsión media de los elementos con la densidad de malla.....	102
Figura 8-10 – Evolución de tensiones con la densidad de malla con apoyo no paralelo.	103
Figura 9-1 – Propiedades del acero al carbono de calidad 10.9 modelado.	107
Figura 9-2 – Curva tensión – deformación del acero al carbono de calidad 10.9 modelado. ...	107
Figura 9-3 – Perfil de carga aplicado en el cálculo elastoplástico.	108
Figura 9-4 – Características de la resolución del análisis elastoplástico.....	109
Figura 9-5 – Curva tensión - deformación tomada por la unión atornillada para la carga impuesta.	109
Figura 9-6 – Curva tensión – deformación y tiempo tomada por la unión atornillada.....	110
Figura 9-7 – Distribución de la tensión equivalente de Von Mises en la unión atornillada.....	110
Figura 9-8 – Vista en sección de la distribución de la tensión equivalente de Von Mises.....	111
Figura 9-9 – Detalle de la distribución de la tensión equivalente de Von Mises en la unión roscada.....	111

Figura 9-10 – Detalle de la distribución de la tensión equivalente de Von Mises en el tramo de rosca del tornillo coincidente con la tuerca.	112
Figura 9-11 – Punto de máxima tensión en la rosca del tornillo.	112
Figura 9-12 – Gráfico de tensiones en puntos de la rosca del tornillo situados respecto al crítico.	113
Figura 9-13 – Puntos estudiados situados sobre el modelo.	114
Figura 9-14 – Path de 0,04 mm entre los puntos 1 y 2.	114
Figura 9-15 – Sistemas de referencia creados.	115
Figura 9-16 – Curva tensión – distancia del punto de referencia en el “Path”	116
Figura 9-17 – Malla en la zona cercana a la rosca.	116
Figura 9-18 – Superficie cilíndrica con de 13,146 mm de diámetro con las tensiones equivalentes de Von Mises.	117
Figura 9-19 – Enfoque sobre la superficie cilíndrica de 13,146 mm.	117
Figura 9-20 – Gráfico de tensiones en puntos de la rosca del tornillo situados respecto al crítico y a 40 micrómetros de profundidad.	118
Figura 10-1 – Arandela Grower importada en DesignModeler desde Solidworks.	120
Figura 10-2 – Arandela Grower en el Mechanical de ANSYS Workbench.	120
Figura 10-3 – Cortes realizados sobre la rosca del tornillo para separar las crestas del tornillo.	121
Figura 10-4 – Crestas del tornillo resultantes.	121
Figura 10-5 – Malla hexaédrica en las crestas del tornillo creadas.	122
Figura 10-6 – Vista cortada de la malla hexaédrica en las crestas del tornillo creadas.	122
Figura 10-7 – Crestas resultantes de la tuerca.	123
Figura 10-8 – Vista cortada de la malla hexaédrica en las crestas de la tuerca creadas.	123
Figura 10-9 – Geometría y malla de los valles de la rosca del tornillo.	124
Figura 10-10 – Geometría y sección de la malla de los valles de la rosca de la tuerca.	124
Figura 10-11 – Vista en planta de los núcleos de la unión.	126
Figura 10-12 – Malla de la zona superior del tornillo.	127
Figura 10-13 – Worksheet de grabación del procedimiento de mallado.	128
Figura 10-14 – Mallado de la zona superior del tornillo si solo se emplean 2 “Parts”.	128
Figura 10-15 – Malla de la rosca del tornillo.	129
Figura 10-16 – Zonas o niveles de la rosca del tornillo.	130
Figura 10-16 – Malla de la tuerca.	131
Figura 10-17 – Vista en sección de la malla de la tuerca.	132
Figura 10-18 – Vista de la malla completa del modelo.	132

Figura 10-19 – Vista en sección de la malla completa del modelo.	132
Figura 10-20 – Calidad de los elementos en vista en sección de la nueva malla completa del modelo.....	133
Figura 10-21 – Calidad de los elementos en vista en sección detallada de las roscas del nuevo modelo.....	133
Figura 10-22 – Distorsión de los elementos en vista en sección de la nueva malla completa del modelo.....	133
Figura 10-23 – Distorsión de los elementos en vista en sección detallada de las roscas del nuevo modelo.....	134
Figura 10-24 – Gráfico de columnas sobre la calidad de los elementos de la malla 1 (superior) y de la malla 2 (inferior).....	135
Figura 10-25 – Gráfico de columnas sobre la distorsión de los elementos de la malla 1 (superior) y de la malla 2 (inferior).....	135
Figura 10-26 – Geometría de las tres barras de sección cuadrada.	136
Figura 10-27 – Malla tres barras de sección cuadrada.	137
Figura 10-28 – Condiciones de contorno aplicadas por igual a las tres barras	138
Figura 10-29 – Tensiones de Von Mises ante tracción y flexión de las tres barras.	138
Figura 10-30 – Desplazamientos en dirección vertical ante tracción y flexión de las tres barras.	139
Figura 10-31 – Superficies del contacto tipo bonded en el tornillo.	139
Figura 10-32 – Superficies del contacto tipo bonded en el tornillo.	140

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2-1 - Especificaciones geométricas tornillo DIN 931 M16 120 mm.	15
Tabla 2-2 - Especificaciones geométricas rosca DIN 13 de tornillo M16.	16
Tabla 3-1 - Especificaciones geométricas tuerca DIN 934 M16.	23
Tabla 3-2 - Especificaciones geométricas rosca DIN 13 de tuerca M16.	24
Tabla 5-1 - Parámetros de mallado de las aristas de la cabeza.	54
Tabla 5-2 - Parámetros de mallado de las aristas de la zona de transición.	55
Tabla 5-3 - Parámetros de mallado de las aristas de la caña.	57
Tabla 5-4: Parámetros de mallado de la rosca del tornillo.	61
Tabla 5-5 - Parámetros de mallado de la rosca del tornillo.	67
Tabla 7-1 – Condiciones de contorno de la configuración 1.	80
Tabla 7-2 – Condiciones de contorno de la configuración 2.	82
Tabla 7-3 – Condiciones de contorno de la configuración 3.	84
Tabla 7-4 – Condiciones de contorno con flexión.	91
Tabla 8-1 – Comparación de parámetros de mallado.	97
Tabla 8-2 – Comparación de la calidad, la distorsión y el valor de las tensiones de Von Mises entre mallas.	100
Tabla 8-2 – Comparación de la calidad, la distorsión y el valor de las tensiones de Von Mises entre mallas.	103
Tabla 9-1 – Tensiones en puntos superficiales de la rosca respecto al crítico.	113
Tabla 9-2 – Tensiones en puntos a 40 μm de la rosca respecto al crítico obtenidas a través de “Paths”.	115
Tabla 9-3 – Tensiones en puntos a 40 μm de la rosca respecto al crítico obtenidas a través de la superficie.	118
Tabla 10-1 – Comparación de mallas.	134

Notación

d	Diámetro nominal del tornillo
p	Paso de la rosca
α	Ángulo de rebaje externo de la cabeza
k	Espesor de la cabeza incluyendo el de transición
c	Espesor de transición de cabeza
l	Longitud total del cuerpo del tornillo
l_s	Longitud de la caña del tornillo
l_g	Longitud entre el comienzo de la rosca uniforme y la cabeza del tornillo
b	Longitud roscada
s	Distancia entre lados del hexágono de cabeza
e	Diagonal mayor del hexágono de cabeza
r	Radio de acuerdo entre el cuerpo y el espesor de transición de la cabeza
d_w	Diámetro final de la zona de transición
d_a	Diámetro inicio radio de acuerdo zona de transición
d_3	Diámetro menor del tornillo
d_2	Diámetro de paso
h_3	Altura de rosca
H	Altura del triángulo de rosca
θ	Ángulo del triángulo de rosca
d_{at}	Diámetro externo del chaflán interno
d_{wt}	Diámetro interno del rebaje externo
m	Altura principal de la tuerca
m'	Altura de la rosca
β	Ángulo chaflán interno
D_1	Diámetro menor de la tuerca
D_2	Diámetro de paso de la tuerca
E	Módulo de Elasticidad
ν	Coefficiente de Poisson
E_T	Módulo tangente
μ	Coefficiente de rozamiento
R	Radio de giro a flexión
L	Distancia entre caras de apoyo
γ	Ángulo de giro por flexión
W_e	Módulo de resistencia elástico de la rosca del tornillo
$I_{caña}$	Inercia de la caña del tornillo
I_{rosca}	Inercia de la rosca del tornillo
M	Momento flector aplicado
σ_M	Tensión asociada al momento flector
σ_T	Tensión asociada al apriete axial

u_{\max}	Máximo desplazamiento del apoyo no paralelo
S	Sección efectiva del tornillo
F_T	Fuerza de apriete axial

1 INTRODUCCIÓN

Si he visto más lejos es porque estoy sentado sobre los hombros de gigantes.

- Isaac Newton -

Uno de los puntos de vista desde los que se puede definir la Ingeniería es que permite aplicar conocimientos de todas las ramas de la ciencia para hacer del mundo un lugar mejor. A veces, la relación entre la obra de ingeniería y la mejora sobre mundo no es fácilmente identificable. Por un lado, el diseño y ejecución de un dispositivo electrónico de uso común como un dispositivo móvil, es una mejora del estilo de vida del ser humano clara. Por otro lado, el estudio sobre el rodamiento perfecto para un vehículo de competición tiene una relación menos evidente. Sin embargo, tras todo diseño, cálculo o ejecución ingenieril, han de estar siempre el ser humano y su entorno.

Hoy en día, uno de los principales campos de estudio y mejora continua es el de las energías renovables. El calentamiento global y los duros pronósticos sobre el futuro del planeta hacen que este campo sea totalmente indispensable.

Gracias a los adelantos tecnológicos conseguidos, los proyectos de ingeniería son enormes y requieren de multitud de estudios previos. Un claro ejemplo de ello es la evolución que han tenido las estructuras de aerogeneradores. Hoy en día se lucha ya por llegar a construir palas de aerogeneradores de 100 metros de longitud para plantas eólicas ‘offshore’, en los océanos.



Figura 1-1 - Aerogenerador ‘offshore’ en Gran Canaria, España.

Fuente: <https://www.xataka.com/energia/primer-aerogenerador-marino-espana-se-llama-elisa-usa-tecnologia-pionera-mundo>

Para llegar a ejecutar una obra tan inmensa es necesario que se coordinen muchos equipos de trabajo y se realicen muchos estudios, con distintas técnicas y a distintas escalas.

Uno de los avances tecnológicos más importantes de la historia fue la creación y el desarrollo de la computación. Concretamente, el método de los elementos finitos introducido por Richard Courant en 1943 ha llegado a ser el más utilizado a nivel ingenieril en el cálculo de estructuras.

En el presente documento se desarrollará un estudio mediante elementos finitos a escala sobre la vida a fatiga de uniones atornilladas. Para ello se utilizará el programa de elementos finitos ANSYS Workbench.

1.1 Introducción a la fatiga

La razón de este estudio es que, tras una vida de 10 a 15 años, los tornillos de un campo de aerogeneradores comenzaron a fallar. Dichos tornillos habían sido fabricados en la misma fecha aproximadamente y su diseño fue para vida infinita. Es obvio que la vida infinita no existe, pero tradicionalmente se denomina vida infinita a aquellas que superan el millón de ciclos.

La caída de los tornillos de unión de las palas del aerogenerador puede suponer accidentes catastróficos tanto sobre el entorno como sobre los trabajadores de la planta. Para evitar estos supuestos es preciso realizar un seguimiento y mantenimiento de los tornillos. La razón de la caída de los tornillos es la fatiga que sufren durante su vida. La fatiga es un fenómeno que en metales cobra una importancia vital, más aún cuando durante su vida estará sometido a cargas cíclicas, como es el caso de las uniones atornilladas de aerogeneradores. El 75 % de los fallos mecánicos producidos en máquinas son debidos a fatiga.

El peligro fundamental de la fatiga es que puede provocar el fallo a niveles de carga considerablemente menores que la carga de rotura si fuera constante. Además, es difícil predecir el fallo, ya que se da de manera repentina, pudiendo provocar por ello situaciones catastróficas. Sin embargo, sí existe cierta evolución hacia el fallo. Dicha evolución se hace visible a modo de grietas, las cuales suelen tener origen en concentradores de tensión como entallas, agujeros, roscas... Las grietas pueden ser internas o externas. En caso de ser internas, la detección de estas es compleja; normalmente se utilizan equipos de ultrasonidos. Las fases de la evolución de una grieta son: Daño microestructural, iniciación de una microgrieta y crecimiento de esta hasta la fractura.

Una vez se produce la rotura, es fácil observar el camino que siguieron las grietas y con ello identificar el tipo de carga que sufrió y la razón más probable del fallo, además de los agentes externos que pudieron impulsar hacia el fallo también. Las marcas dejadas por la grieta en el material durante su propagación se denominan marcas de playa. Dichas marcas son líneas casi concéntricas cuyo radio va incrementándose. Llega cierto punto en el que la superficie cambia totalmente; se pasa de tener superficies lisas delimitadas a tener una superficie desordenada. Esa frontera es la que delimita la zona de fractura de la zona de evolución de la grieta.

En la figura 1-2 se pueden observar dichas superficies.

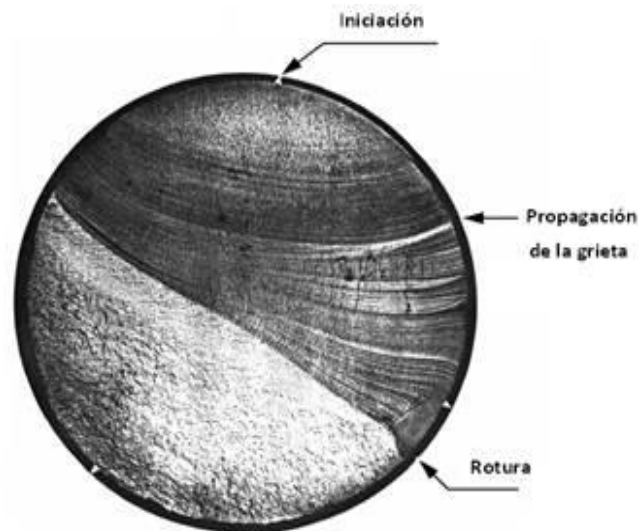


Figura 1-2 – Marcas de playa y superficie de rotura de un eje a fatiga.

Fuente: <https://es.slideshare.net/rodrikobale/fatiga-delosmateriales>

Además de la carga y el número de ciclos, existen multitud de agentes externos que puede favorecer la aparición del fallo por fatiga. Normalmente, dichos agentes externos actúan sobre la grieta, facilitándole la iniciación o la propagación, según el caso. La calidad del material, el tamaño del elemento, su acabado superficial, su geometría (presencia de concentradores de tensión), la temperatura del entorno, la fricción con otros elementos y la naturaleza de los agentes corrosivos que pueda haber en el ambiente son algunos ejemplos.

Gracias a los avances en investigación del fenómeno de fatiga se ha conseguido realizar el seguimiento del crecimiento de las grietas. Los modelos que trabajan con esta idea se denominan modelos de tolerancia al daño y suelen emplearse en el sector aeronáutico. Básicamente estos modelos se basan en detectar microgrietas de tamaños muy pequeños, analizar la velocidad de crecimiento de estas ante las cargas de funcionamiento y realizar una planificación de revisiones y mantenimiento exigente. Gracias a ello, por ejemplo, es posible que un avión vueló aun teniendo grietas, ya que están totalmente controladas.

Para el análisis de la vida a fatiga se puede trabajar con diversos métodos. Dos de los más usuales son el método de la curva SN y el método de las deformaciones locales. El primero de ellos suele utilizarse para vidas a fatiga largas, de gran número de ciclos; mientras que el segundo suele usarse para bajo número de ciclos.

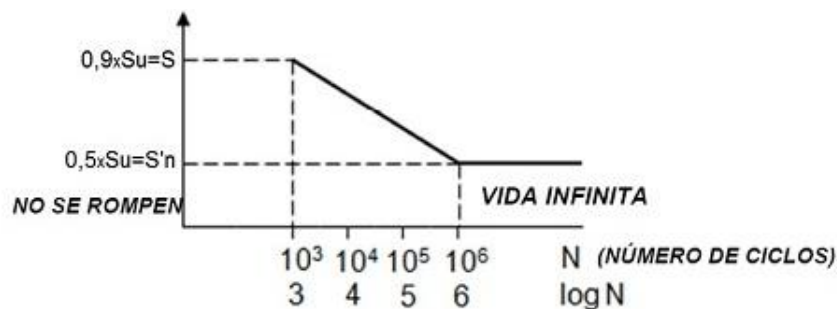


Figura 1-3 – Curva SN simplificada para aceros.

Fuente: <https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn217.html>

La curva SN suele determinarse mediante aproximaciones que funcionan aceptablemente sobre metales como el acero. En este método cobra vital importancia la propiedad denominada límite de fatiga. El límite de fatiga es el nivel de carga a partir del cual se supone vida infinita para el elemento. El límite de fatiga en la curva SN suele delimitarse como el valor de carga para el que se obtiene una vida de un millón de ciclos. En el caso de los aceros, el límite de fatiga suele aproximarse como el 50 % de la tensión de rotura del propio acero.

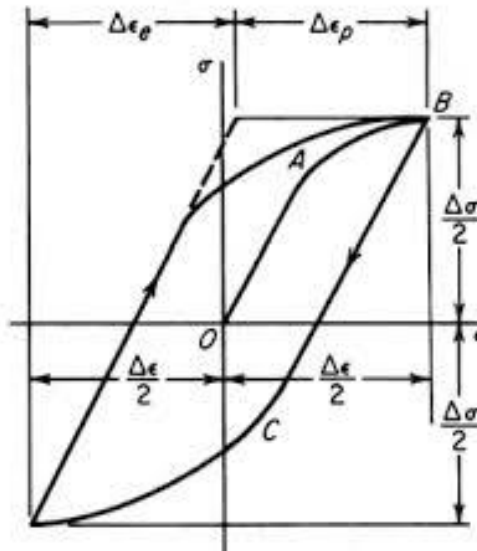


Figura 1-4 – Diagrama de tensión deformación para deformaciones locales.

Fuente: <http://materias.fi.uba.ar/6716/Fatiga.pdf>

El método de las deformaciones locales utiliza las ecuaciones de Ramberg Osgood y las ecuaciones de lazo de histéresis para construir la evolución de tensión frente a deformación del elemento. Dichas curvas se intersecan con la hipérbola de Neuber para hallar el punto de retorno de donde parte el nuevo lazo de histéresis. Mediante un procedimiento iterativo se van creando ciclos de carga, cada uno con su tensión media y alterna, que posteriormente se analizan para obtener la vida a fatiga del elemento. Dentro de las ecuaciones comentadas se tienen en cuenta multitud de factores como los concentradores de tensión, el acabado superficial del elemento etc...

La estimación de la vida a fatiga suele ser muy poco precisa. Existen multitud de criterios distintos dados por diversos científicos e ingenieros a lo largo de la historia; algunos están más del lado de la seguridad, otros solo dan buenos resultados para aplicaciones concretas... Debido a la dispersión característica de los resultados de vida a fatiga, es usual utilizar coeficientes de seguridad amplios. Todo coeficiente de seguridad conlleva un sobrecosto en la fabricación, por lo que es un campo de estudio importante tratar de disminuir dicha dispersión de resultados a la hora de obtener la vida a fatiga de un elemento ante una carga concreta.

1.2 Objetivo del trabajo

El presente trabajo forma parte de un grupo de tareas de investigación a realizar para el departamento de Ingeniería Mecánica y Fabricación de la Escuela Técnica Superior de Ingeniería. El origen de la investigación surge cuando se produce la caída de una pala de un aerogenerador en Francia. Una vez producido el fallo, la empresa temió por la seguridad del resto de aerogeneradores. Sin embargo, es caro renovar todas las uniones atornilladas, no solo por el precio de los propios elementos de la unión, sino por tener que parar la producción de energía eléctrica durante tantos días. Por lo tanto, se decidió realizar ensayos de fatiga para averiguar la vida residual existente en los tornillos que estaban montados. Para ello, se tomarían algunos de estos tornillos y se ensayarían hasta la rotura. Luego, se ensayarían tornillos del mismo tipo, pero nuevos, también hasta la rotura. Una vez rotos, se compararía la vida obtenida entre los tornillos nuevos y los usados, obteniendo así la vida residual de los tornillos usados como un tanto por ciento de la vida de los tornillos nuevos.

Además de realizar distintos ensayos experimentales previos, resulta interesante investigar las uniones atornilladas con el Método de los Elementos Finitos, tanto para respaldar los experimentos como para probar y comparar nuevas posibilidades para las uniones atornilladas. Este documento, por lo tanto, estará fuertemente vinculado a otros como el Trabajo de Fin de Grado “Procedimiento para la determinación de la vida residual de tornillos en aerogeneradores” [27] o el Trabajo de Fin de Máster “Estudio experimental de la vida a fatiga en uniones atornilladas” [25].

Concretamente, el objetivo de este documento es obtener la distribución y el valor de las tensiones en una unión atornillada mediante un tornillo de métrica M16 y una tuerca con un corte cónico sometida a tracción para compararlos con un modelo análogo, pero con tuerca recta. Dicho modelo con tuerca recta se realizará en otro documento. En este, nos centraremos en la tuerca con corte cónico.

Para ello, habrá que construir y validar un modelo elastoplástico de elementos finitos de dicha unión. Las cargas a las que se someterá el modelo serán de tracción y/o flexión, pudiendo ser tanto estáticas como cíclicas, para análisis de fatiga. Además, se pretende ganar experiencia en el manejo de un programa muy utilizado en el ámbito de la ingeniería como es ANSYS Workbench.

Para realizar el modelo será necesario crear la geometría desde cero y realizar las particiones necesarias para realizar un mallado sobre el que modelar el problema de cálculo.

La geometría se realizará en el programa Solidworks y el modelado para la aplicación del Método de los Elementos Finitos se llevará a cabo en el programa ANSYS Workbench.

1.3 Efecto del corte cónico en la rosca de una tuerca

El hecho de introducir el corte cónico sobre la rosca de la tuerca es similar al efecto que tendría utilizar una tuerca con holgura en la rosca. Dicha función es, principalmente, uniformizar las tensiones en los filetes de la rosca gracias a la flexibilización de los dientes situados en la zona de la rosca cortada cónicamente.

Para explicar el porqué de que se produce dicha flexibilización de la rosca gracias al corte cónico, es preciso acudir a la figura 1-5. En esta figura se representan dos configuraciones aproximadas de la unión roscada entre el tornillo y la tuerca. En la configuración de la izquierda, se considerarán como elementos infinitamente rígidos las barras horizontales y como elementos infinitamente flexibles los verticales. En la configuración de la derecha es al contrario; los elementos horizontales son infinitamente flexibles y los verticales infinitamente rígidos. En ambos casos se tirará del tornillo hacia arriba, lo cual provocará que los dientes (modelados como los elementos horizontales) se toquen y se transmitan carga. La tuerca está empotrada en la zona superior. Los concentradores de tensión están situados donde los elementos horizontales se unen a los verticales. Los elementos horizontales se suponen equiespaciados entre sí en ambas configuraciones.

En la configuración de la izquierda, cuando la fuerza sea tal que los elementos horizontales entren en contacto, al tratarse de elementos infinitamente rígidos, se transmitirán fuerza. Sin embargo, el primero de ellos originará toda la fuerza ya que en cuanto comience a transmitirla, los elementos verticales se deformarán, separando el resto de los dientes y privándoles así de la transmisión de carga. Por lo tanto, en el caso de la configuración situada a la izquierda de la figura 1-5, el primer diente se lleva el 100 % de la carga.

En la configuración de la derecha, cuando los elementos horizontales entren en contacto se deformarán ya que son infinitamente flexibles. Al ser los elementos verticales rígidos, todos los elementos horizontales entrarán en contacto a la vez y el reparto de carga será equitativo entre todos ellos.

La realidad en las uniones roscadas se encuentra, lógicamente, en un término medio. Si partimos de las condiciones que se dan en la configuración de la izquierda y poco a poco se van rigidizando los elementos verticales y flexibilizando los horizontales, puede deducirse que el primer diente comenzará a ceder parte de su carga al resto de elementos horizontales. Sin embargo, nunca se llegará a la configuración ideal de la derecha, en la que el reparto es equitativo. Por tanto, puede deducirse que, simplificada, la distribución tensional en las uniones roscadas será decreciente conforme se avance en los dientes que entran en contacto.

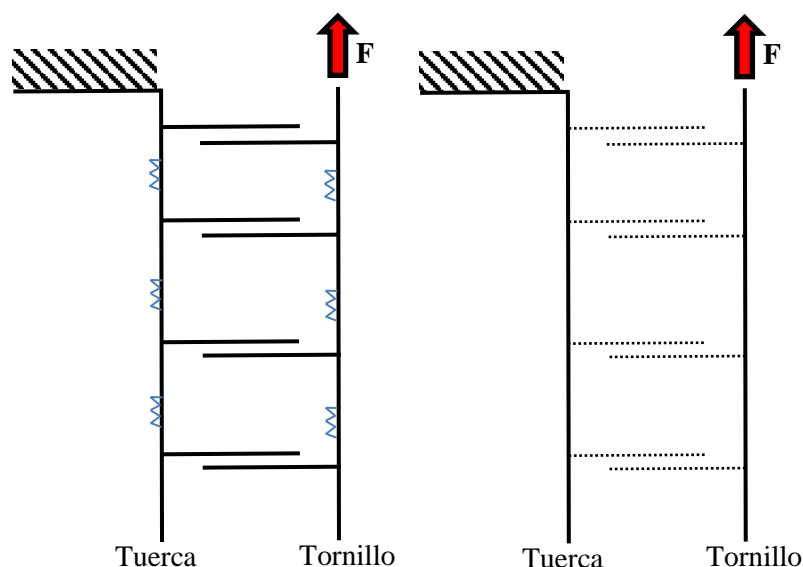


Figura 1-5 – Modelo simplificado de la unión roscada entre el tornillo y la tuerca.

Fuente: Elaboración propia.

El efecto que tiene el corte cónico en la rosca de la tuerca o que tendría la utilización de una tuerca con holgura, es que flexibilizan los dientes cortados, es decir, se aproxima más la unión a la configuración de la derecha, donde el reparto es equitativo. Por lo tanto, las tensiones en los concentradores de tensión se uniformizan, bajando la tensión en los puntos donde antes era más alta y subiéndola donde antes era más baja.

El corte cónico provoca la flexibilización porque la carga aplicada se transmite desde la tuerca hacia el tornillo en un punto más extremo del diente del tornillo. En la figura 1-6 se muestra un esquema explicativo de esta situación. En dicho esquema puede observarse en color azul la rosca externa del tornillo, en color rojo la rosca interna de la tuerca y en color naranja la zona de contacto entre ambas para el filete que se compara. En el lado izquierdo se ha situado el esquema de la unión con la tuerca recta y en el lado derecho con la tuerca con corte cónico.

En la figura 1-7 se muestra un esquema con vigas para facilitar la comprensión acerca de la flexibilización de la unión debido al corte cónico. Para una misma fuerza, la viga en voladizo situada arriba en la imagen tendrá un desplazamiento menor que la viga en voladizo situada abajo. Si igualamos los desplazamientos en la punta de ambas vigas, es obvio que la fuerza necesaria en el caso de la viga superior es mayor que la fuerza a aplicar en la viga inferior. Por analogía, puede asociarse la viga superior a la unión roscada con tuerca recta y la inferior a la unión roscada con tuerca con corte cónico. Esto es debido a que, al tener el corte cónico, la superficie de contacto entre las roscas está desviada hacia el exterior de la rosca del tornillo, provocando por tanto un desplazamiento de la tuerca hacia el exterior, obteniendo una situación similar a la de la viga en voladizo inferior de la figura 1-7. Por lo contrario, cuando la tuerca es recta, la distribución de fuerzas está centrada en el diente de la rosca del tornillo, provocando una situación similar a la de la viga en voladizo superior. Por lo tanto, al introducir el corte cónico sobre la tuerca, se está flexibilizando la unión, es decir, se están uniformizando las tensiones.

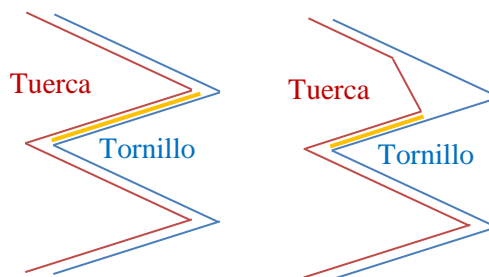


Figura 1-6 – Esquema comparativo entre unión roscada con o sin conicidad en la tuerca.

Fuente: Elaboración propia.

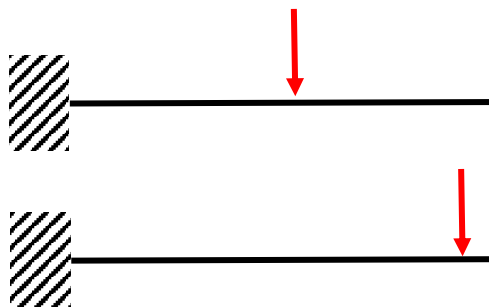


Figura 1-7 – Esquema explicativo sobre flexibilización.

Fuente: Elaboración propia.

En la figura 3-8 mostrada en el apartado 3.2 se muestra una vista en sección de la tuerca donde se puede apreciar el corte cónico dado a la rosca de la tuerca.

1.4 Introducción a ANSYS Workbench

El grupo comercial ANSYS presenta diversos programas CAE (“*Computer aided engineering*”) para la creación de geometrías y su posterior resolución. Dos de sus programas más utilizados son el Mechanical APDL y el Workbench. Por un lado, el programa Mechanical APDL trabaja con una interfaz orientada a la programación por medio de comandos en ficheros de texto. Por otro lado, ANSYS Workbench es un programa orientado al trabajo a través de la propia interfaz, sin comandos. El programa que se utiliza para la realización de este proyecto es ANSYS Workbench.

Como todo programa CAE, ANSYS Workbench contiene dos partes claramente diferenciadas; la parte de diseño geométrico y la parte de modelado y cálculo. Sin embargo, ANSYS Workbench a su vez divide la creación y resolución del modelo en diversos subpasos según el análisis que vaya a realizarse. Existen multitud de análisis realizables, algunos ejemplos de ellos son cálculos térmicos en régimen transitorio, análisis de pandeo, obtención de modos de vibración, resolución de modelos con fluidos, cálculos eléctricos, magnéticos, acústicos y muchos otros tipos.

Cada tipo de análisis tiene su bloque particular. Cada bloque presenta los pasos a dar para poder realizar el análisis. El tipo de análisis que se utilizará para modelar y resolver la unión atornillada es el “*Static Structural*”, cuya estructura puede verse en la figura 1-6.

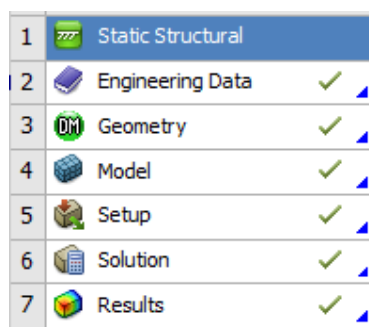


Figura 1-6 – Bloque “*Static Structural*” de ANSYS Workbench.

Fuente: Elaboración propia.

ANSYS Workbench divide en seis subpasos la creación y resolución del modelo cuando se trata de realizar un análisis estático estructural:

- Engineering Data

Este paso va destinado a la determinación de las propiedades de los materiales que toman parte en el análisis. En la figura 1-7 se muestra la interfaz de este primer paso del bloque.

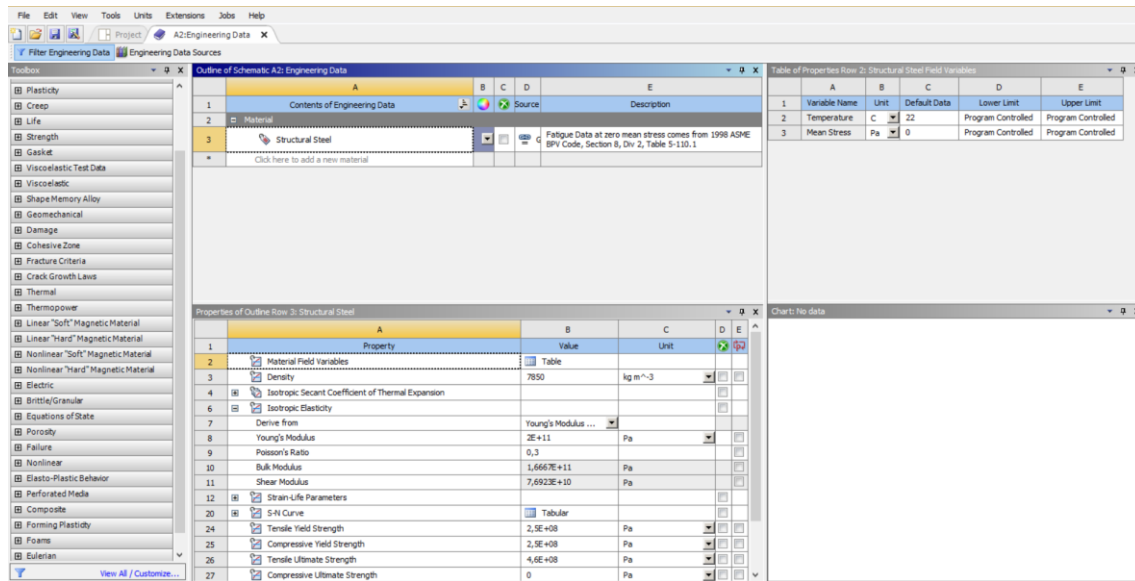


Figura 1-7 – Interfaz del Engineering Data de ANSYS Workbench.

Fuente: Elaboración propia.

En este caso se tiene de ejemplo el acero estructural que aparece por defecto cada vez que se inicializa el programa. En la columna izquierda pueden elegirse las propiedades físicas que añadir al material que se esté modificando.

En la barra superior existe una librería de materiales habituales con sus respectivas propiedades físicas. También puedes crearse materiales nuevos dándole las propiedades físicas que se estimen oportunas.

En la zona central inferior se tienen las propiedades físicas seleccionadas y sus valores. La zona derecha sirve como zona auxiliar para detallar las propiedades del material. Los dos ejemplos más comunes para los que se utiliza dicha zona son para poner las propiedades físicas en función de variables como la temperatura y para dar puntos de un gráfico que relaciones dos variables como por ejemplo la curva tensión deformación.

● Geometry

Este paso es la parte CAD del programa CAE. Es decir, es la parte destinada a la construcción de la geometría que posteriormente se pondrá a prueba. ANSYS Workbench tiene su propio programa CAD, llamado DesignModeler. Sin embargo, también puede trabajar con otros programas CAD compatibles. Los dos programas CAD compatibles más utilizados son SolidWorks y SpaceClaim.

Para la realización de este documento se partirá del programa Solidworks. Luego, se importará la unión en DesignModeler para realizar sobre esta el tratamiento previo al mallado.

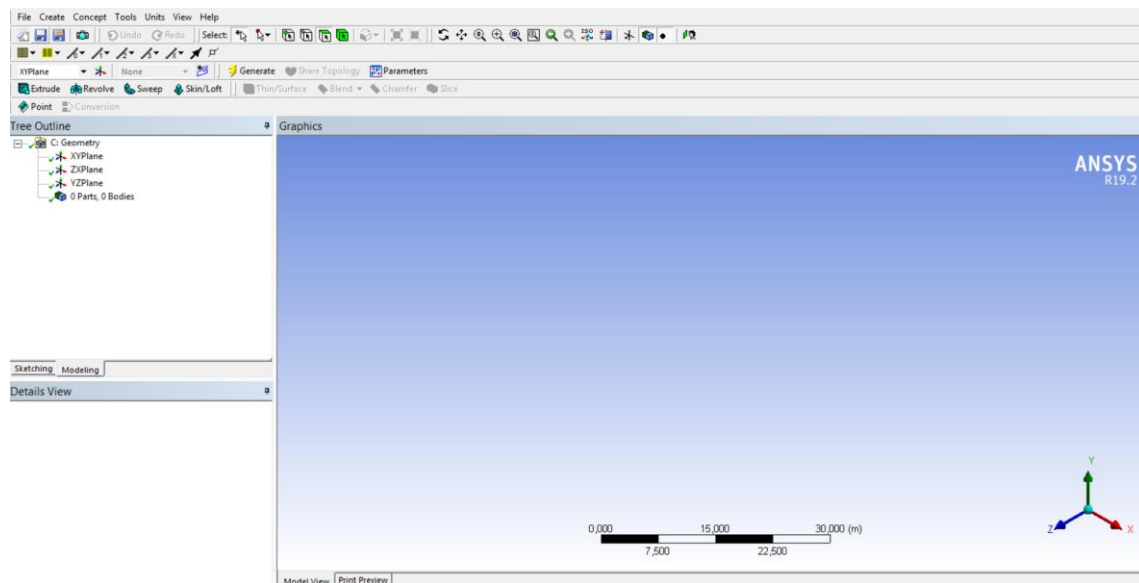


Figura 1-8 – Interfaz de DesignModeler.

Fuente: Elaboración propia.

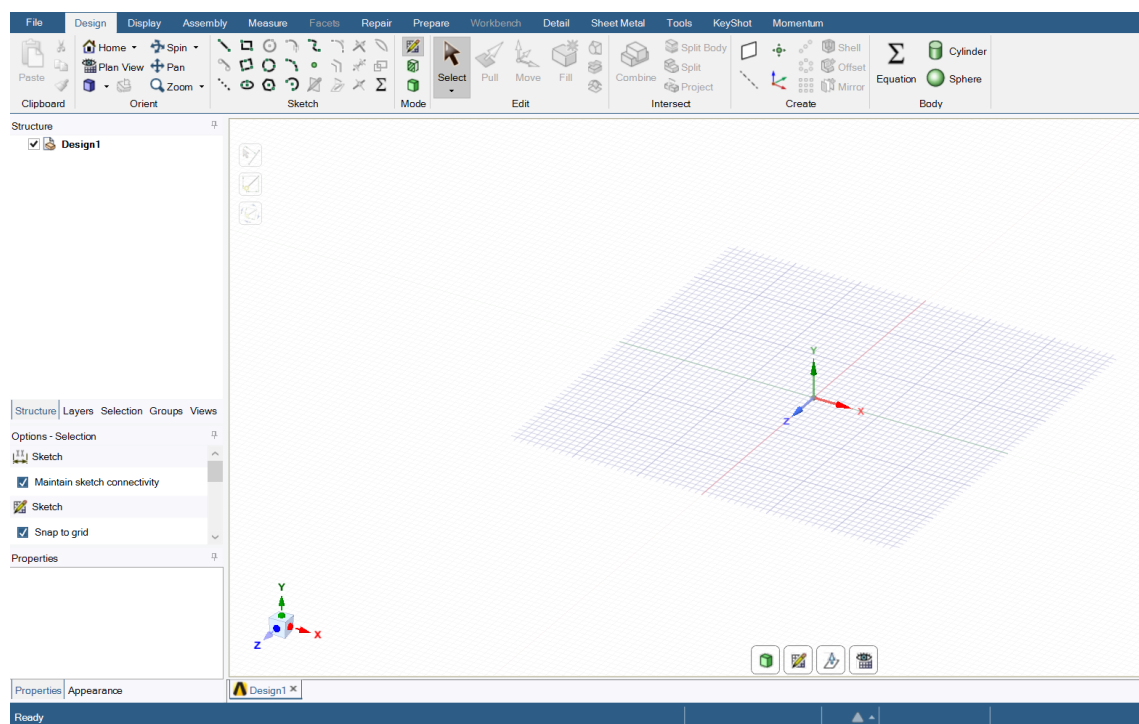


Figura 1-9 – Interfaz de SpaceClaim.

Fuente: Elaboración propia.

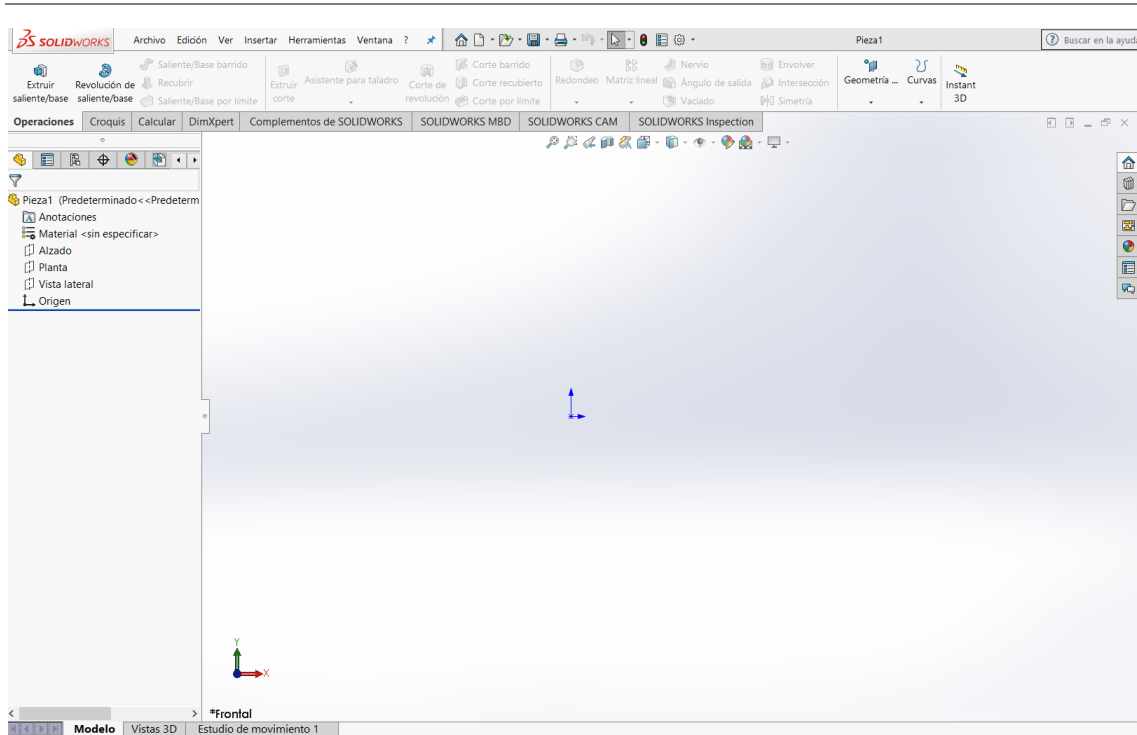


Figura 1-10 – Interfaz de Solidworks.

Fuente: Elaboración propia.

● Model, setup, solution y results

Los cuatro últimos pasos se presentan unidos porque todos son realizados en el programa Mechanical de ANSYS Workbench. En este programa se trabaja sobre la geometría recientemente creada en el paso anterior. Primero hay que realizar el modelado (*Model*), lo cual consiste en asociar materiales a la geometría, añadir sistemas de referencia necesarios, modelar los contactos entre cuerpos y sobre todo mallar la geometría.

En segundo lugar, se modelan las condiciones de contorno (*Setup*), tanto en carga como en desplazamiento. Este apartado también contiene el establecimiento de la metodología de análisis, es decir, el número de pasos y subpasos de cálculo, métodos de resolución, características especiales...

En tercer lugar, se llevará a cabo la solución (*Solution*) y finalmente, se entra en la fase de postprocesado (*Results*) donde se podrán extraer multitud de resultados tales como tensiones, deformaciones, desplazamientos, fuerzas de reacción etc...

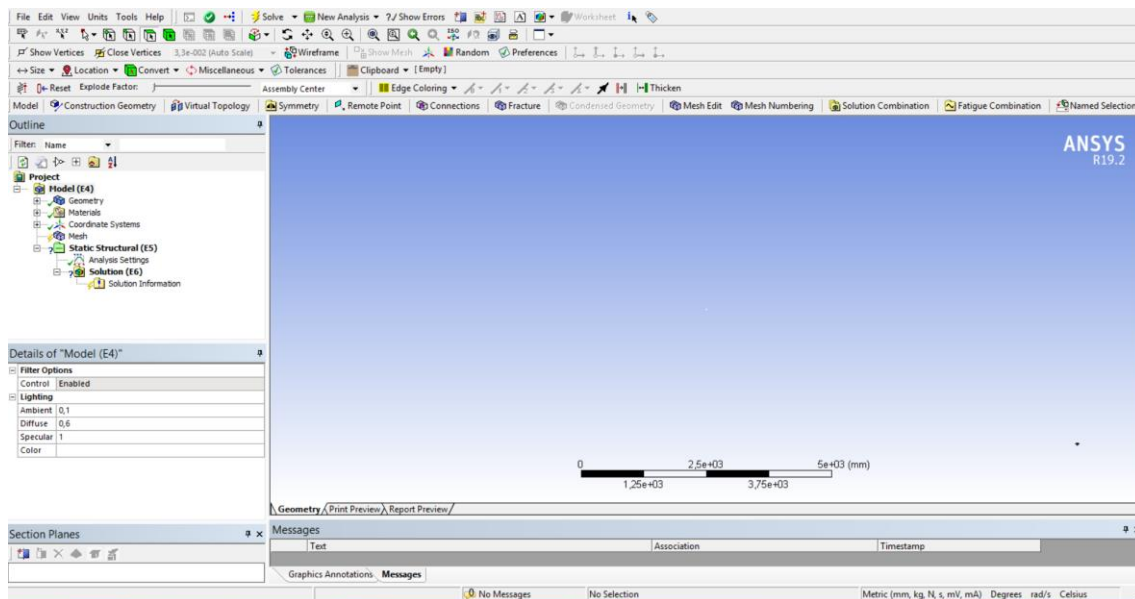


Figura 1-11 – Interfaz de Mechanical.

Fuente: Elaboración propia.

ANSYS Workbench permite realizar también cada uno de estos bloques por separado y conectarlos según las necesidades del usuario. De este modo un mismo *Engineering Data* puede utilizarse para diversos bloques *Static Structural*, por ejemplo.

Durante el desarrollo de este documento se ahondará más en las características concretas de cada uno de los pasos presentados en esta introducción.

2 MODELADO DEL TORNILLO

La simplicidad es la máxima sofisticación.

- Leonardo da Vinci -

En los siguientes subapartados se desarrolla el procedimiento seguido para la realización de la geometría de la tuerca en *Solidworks*.

2.1 Datos del tornillo

El tornillo a modelar sigue la norma DIN 931 [2] y es de métrica M16 según la DIN 13 [1] por lo que su geometría está definida. En la figura 2-1 se puede observar la geometría acotada y normalizada según la DIN 931.

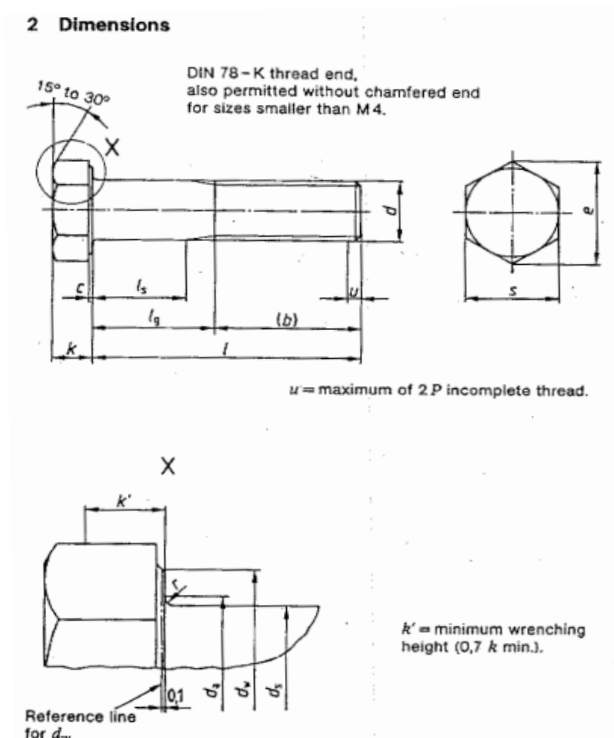


Figura 2-1 - Geometría y acotación normalizada del tornillo según la norma DIN 931.

Fuente: Norma DIN 931 [2]

A partir de dichas variables, se acude a las tablas de la norma y se obtienen sus valores para el tornillo de métrica M16, obteniéndose las siguientes asignaciones:

Simbología	Descripción	Valor
p	Paso	2 mm
α	Ángulo de rebaje externo de la cabeza	15 ° - 30 °
k	Espesor de la cabeza (incluye espesor de transición)	10 mm
c	Espesor de transición de cabeza	0,2 – 0,8 mm
l_s	Longitud de caña	72 mm (mín)
l_g	Distancia entre el comienzo de la rosca uniforme y la cabeza.	82 mm (máx.)
l	Longitud total del cuerpo	120 mm
b	Longitud roscada	44 mm
d	Diámetro externo del cuerpo	16 mm
s	Distancia entre lados del hexágono de cabeza	24 mm
e	Diagonal mayor del hexágono de cabeza	26,75 mm
r	Radio de acuerdo entre el cuerpo y el espesor de transición de la cabeza.	0,6 mm (mín)
d_w	Diámetro final de la zona de transición	22,5 mm (mín)
d_a	Diámetro inicio radio de acuerdo zona de transición	17,7 mm (máx.)

Tabla 2-1 - Especificaciones geométricas tornillo DIN 931 M16 120 mm.

Fuente: Elaboración propia a partir de la norma DIN 931 [2]

Otras indicaciones:

- Máximo 4 mm sin roscar al final del cuerpo del tornillo.

Con estos datos se puede construir el tornillo sin rosca. Para modelar la rosca es preciso obtener de forma análoga los datos de la norma DIN 13. A continuación se muestra el perfil de rosca métrica que la norma DIN 13 presenta.

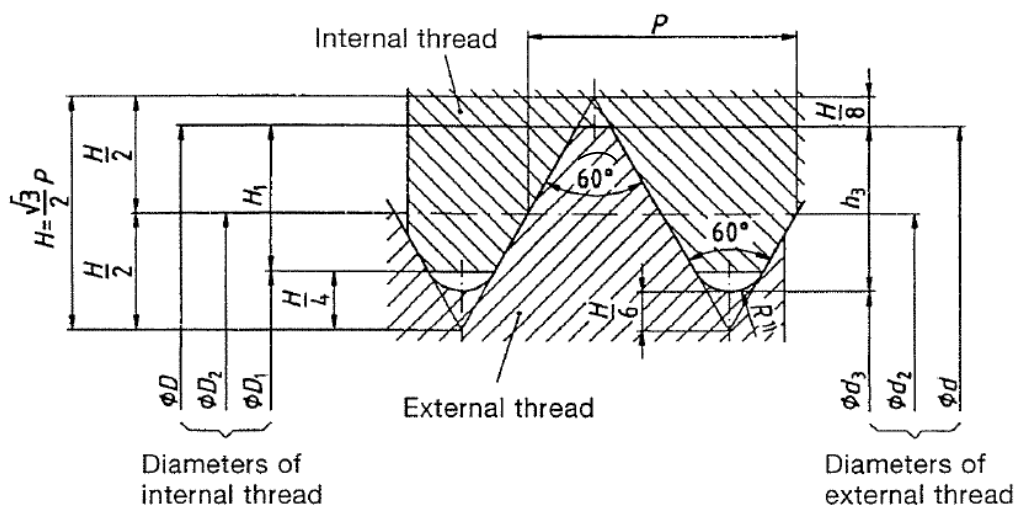


Figura 2-2 - Perfil de rosca métrica DIN 13

Fuente: http://dibujo.ramondelaguila.com/?page_id=2699 [11]

En la siguiente tabla se presentan los valores de las variables de la rosca obtenidas de la DIN 13. A partir de dichos valores se pueden obtener todos los demás por relaciones geométricas.

Simbología	Descripción	Valor
d	Diámetro nominal	16 mm
d₃	Diámetro menor del tornillo	13,546 mm
d₂	Diámetro de paso	14,701 mm
h₃	Altura de rosca	1,083 mm
p	Paso	2 mm
H	Altura del triángulo de rosca	1,73 mm
θ	Ángulo del triángulo de rosca	60 °

Tabla 2-2 - Especificaciones geométricas rosca DIN 13 de tornillo M16.

Fuente: Elaboración propia a partir de la norma DIN 13 [1]

2.2 Construcción del modelo del tornillo

Tutorial: <https://www.youtube.com/watch?v=u4vOLZ3sL30>

A continuación, se comentan los pasos dados en el modelado del tornillo en Solidworks.

- 1) Croquizar el hexágono que será la cabeza del tornillo. La acotación puede ser tanto de la variable 's' (distancia entre lados opuestos del hexágono) como de la variable 'e' (distancia entre vértices opuestos del hexágono). Para restringir por completo el croquis, una opción es restringir un lado a ser horizontal.
- 2) Extruir el croquis anterior una cantidad igual al espesor nominal de la cabeza, '(k - c)'.
- 3) Realizar un corte por extrusión. Sin embargo, el vaciado ha de ser invertido y con ángulo. Con ello se conseguirá el acabado deseado de la cabeza del tornillo. El ángulo a dar será el complementario del indicado en la norma. Como en la norma indica entre 15 ° y 30 °, el ángulo será entre 75 ° y 60 °.
- 4) Construir la zona de transición entre la cabeza y el cuerpo del tornillo mostrados en la figura 2-3. Para ello hay que realizar un croquis de un círculo con diámetro 'd_a' sobre la base de la cabeza y extruirlo tanto como indique la variable 'c'. Luego realizar la operación 'Chaflán' tal que el diámetro final del cilindro resultante de la operación anterior sea 'd_w'. El ángulo para el chaflán es de 45 °. Finalmente, sobre dicha cara de diámetro 'd_w' extruir la circunferencia que tiene por arista dicha cara 0,1 mm, tal y como indica la norma.

- 5) Realizar un croquis de una circunferencia de diámetro ' d ' sobre la superficie del paso anterior. Extruir dicha superficie una cantidad igual a la indicada por el parámetro ' l '. Para finalizar, redondear la arista que une la superficie del paso anterior con la superficie creada en este paso. El radio de redondeo lo establece el parámetro ' r '.
- 6) Seleccionar la opción 'Chaflán' para achaflanar la arista final del cuerpo del tornillo tantos milímetros como el paso del tornillo y a 45° .

Cabe destacar que los pasos 4, 5 y 6 pueden realizarse en tan solo dos pasos si se opta por realizar el perfil del tornillo en un croquis y se revoluciona posteriormente.

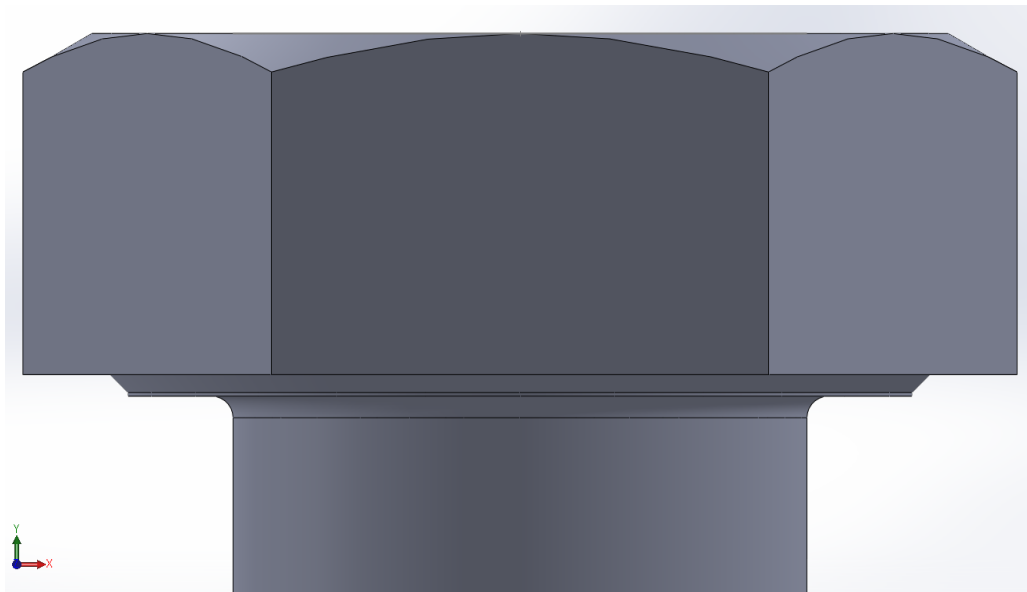


Figura 2-3 - Modelo de la transición entre la cabeza y el cuerpo del tornillo.

Fuente: Elaboración propia.

Si se observa el croquis dado por la norma, existe cierta zona de transición entre la caña del tornillo y la rosca que no ha sido modelada en este documento. Dicha zona es muy pequeña en comparación con el cuerpo del tornillo y no se cuenta con datos suficientes en la norma para modelarla. Como el análisis que se realizará con el tornillo es su comportamiento a fatiga al estar roscado a una tuerca, dicha zona no será crítica ni aportará una diferencia sensible en los resultados.

Con los pasos descritos se modela el tornillo sin rosca. A continuación, se describen y explican los procedimientos necesarios para la construcción de la rosca del tornillo.

La rosca del tornillo tiene un diámetro máximo igual al diámetro nominal ' d '. Por lo tanto, su elaboración se realizará partiendo de dicho diámetro y realizando un corte barrido que siga una trayectoria helicoidal.

- 1) Realizar la trayectoria helicoidal. Sobre la pestaña 'Operaciones', pulsar en 'Curvas' y seleccionar 'Hélice y espiral'. Dicha operación requiere de un croquis de una circunferencia desde la que iniciar la hélice. Como superficie sobre la que elaborar el croquis se elige la superficie plana más extrema del tornillo (ver figura 2-4).

- 1.1) En lugar de hacer una circunferencia desde cero, es más rápido utilizar la opción 'Convertir entidades' de modo que, seleccionando la arista circunferencial anterior al chaflán, se proyecte ésta sobre el croquis que se está realizando. Finalmente, salir del croquis para pasar al siguiente menú.
- 1.2) Las características de la trayectoria helicoidal que se conocen son la altura y el paso. El paso será igual al paso de la rosca 'p' y la altura igual al parámetro 'b' del tornillo. Seleccionar 'Invertir dirección' en caso de que la rosca esté orientada en sentido contrario a la generatriz del cuerpo del tornillo. Tomar como ángulo inicial 0° y que el giro sea en el sentido de las agujas del reloj.

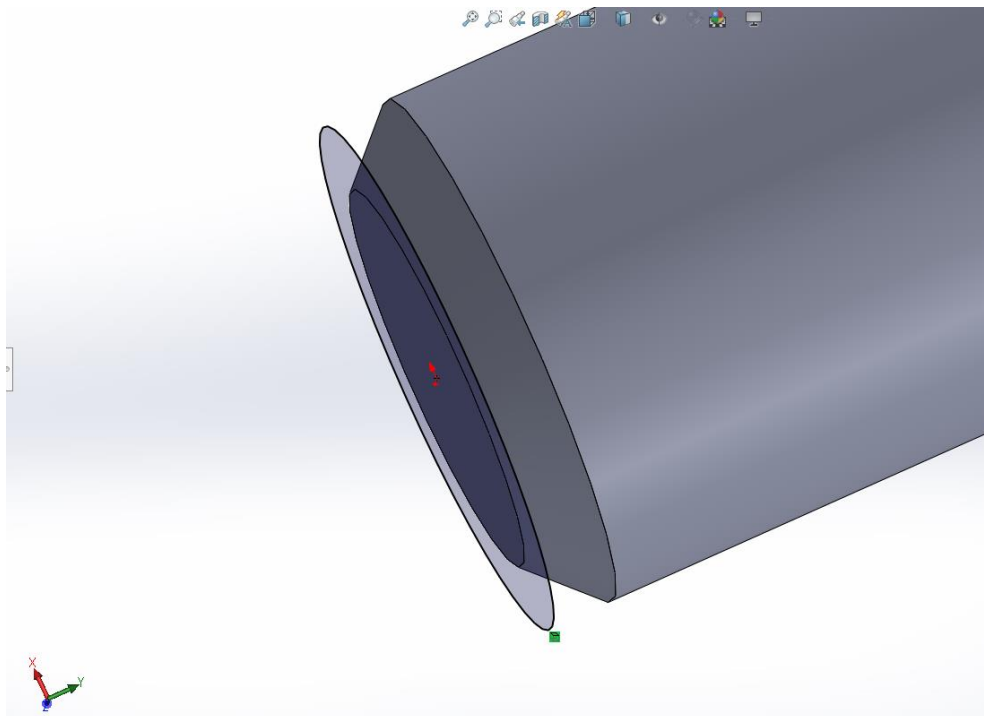


Figura 2-4 - Croquis para iniciar la trayectoria helicoidal del tornillo.

Fuente: Elaboración propia.

Para realizar el corte barrido es preciso contar con un croquis que recorra la trayectoria definida. Dicho croquis ha de tener las dimensiones de la rosca según la DIN 13. La rosca métrica de un tornillo tiene los valles redondeados con un radio igual a $H/6$ y los picos acabados en un plano, no en un vértice.

- 2) Situar y definir el croquis a barrer. Lo primero es seleccionar el plano donde dibujar dicho croquis. Se debe seleccionar un plano que toque el comienzo de la espiral definida en los pasos anteriores. Si se han seguido los pasos correctamente, el plano base de perfil contiene dicho punto inicial de la hélice.

2.1) Dibujar un triángulo equilátero de cualquier dimensión. Orientar uno de sus vértices hacia el tornillo de manera que la unión del incentro del triángulo con dicho vértice sea perpendicular al mismo. Para este paso y los siguientes conviene apoyarse en la figura 2-6 que se presenta como muestra del triángulo final en la página siguiente.

2.2) Acotar la distancia entre el incentro y el vértice más cercano al tornillo. Para explicar la importancia y el valor de dicha cota es preciso observar la figura 2-5 que se muestra a continuación.

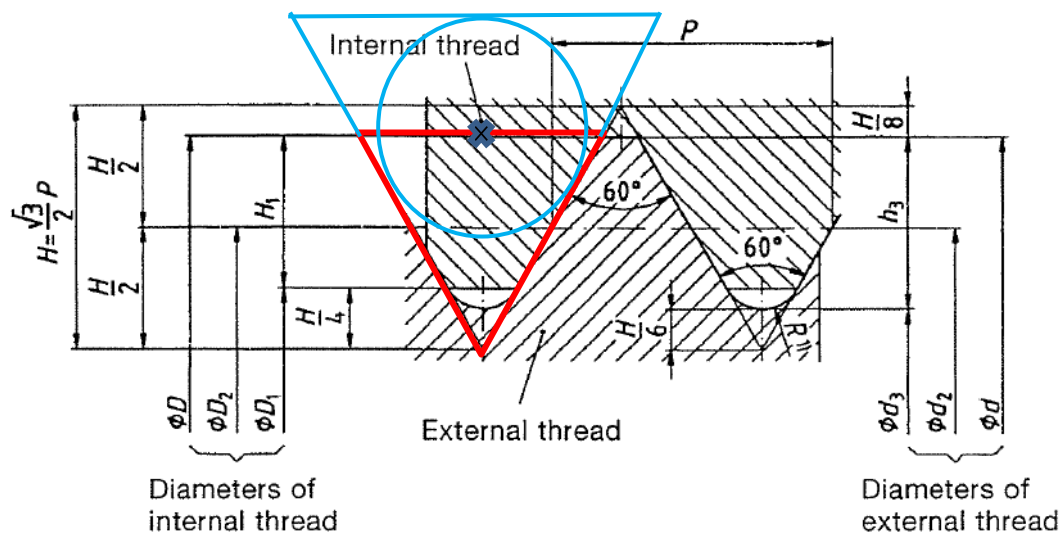


Figura 2-5 - Perfil de rosca métrica DIN 13 con dibujo auxiliar.

Fuente: Elaboración propia.

Para completar la operación de corte barrido hay que asociar el croquis a la hélice. Esta asociación se consigue definiendo una restricción de perforación entre un punto del croquis y la espiral. Dicho punto será el que siga la trayectoria de la hélice girando consigo todo el croquis conforme se recorra la hélice. El punto del croquis más conveniente para la asociación es el incentro del triángulo que se define en Solidworks. Como lo que interesa es la altura desde el vértice común a ambos triángulos hasta la base del triángulo rojo (coincidente con $d = 16$ mm) la cota del incentro al vértice es la que interesa. Con dicha cota se modela la altura del triángulo que va a barrer el material y dejará la rosca hecha.

De forma rápida puede observarse que dicha cota vale $7H/8$. La clave para la comprensión está en entender que, como el tornillo tiene 16 mm de diámetro en su cuerpo antes de realizar la rosca, cualquier resquicio de triángulo situado más allá de 16 mm no influirá en la rosca final. Por lo tanto, habrá que modelar un triángulo tal que la zona superior tenga las medidas adecuadas. Para ello, basarse en el incentro de un triángulo mayor es lo más sencillo.

2.3) Definir el radio de acuerdo. Al tratarse de un tornillo, como puede observarse en la figura de la norma, el radio de acuerdo de los valles es $H/6$. Sobre el propio croquis puede realizarse directamente la operación de redondeo.

2.4) Definir la restricción que asocia el incentro del croquis realizado con la hélice. Para ello sostener la tecla 'Control' y pulsar consecutivamente sobre el incentro y sobre la hélice. Luego soltar la tecla 'Control' y seleccionar la opción 'Perforar'.

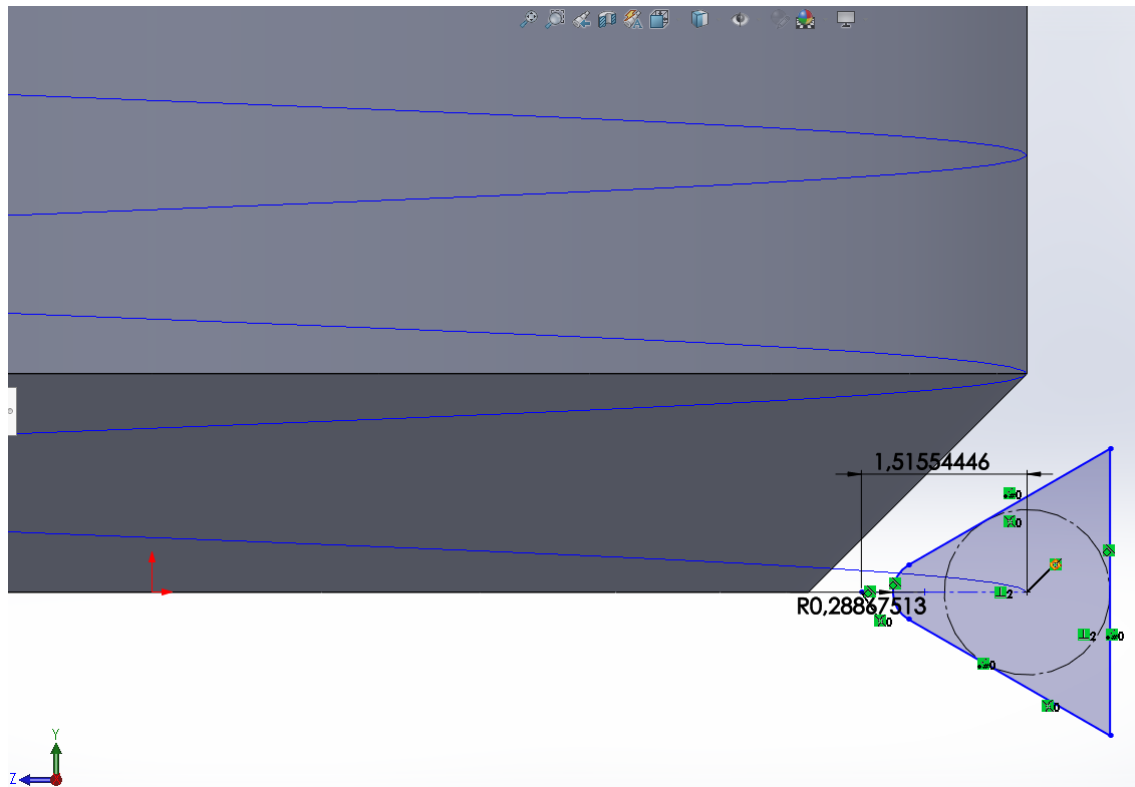


Figura 2-6 - Croquis del triángulo de la rosca del tornillo que barrerá la trayectoria.

Fuente: Elaboración propia.

Como $H = \sqrt{3} \approx 1,732 \text{ mm}$, los valores acotados son:

$$\text{Cota incentro} - \text{vértice} \equiv \frac{7H}{8} \approx 1,516 \text{ mm}$$

$$\text{Radio de acuerdo} \equiv \frac{H}{6} \approx 0,289 \text{ mm}$$

2.5) Salir del croquis y seleccionar la opción Corte barrido del menú de operaciones. Seleccionar la hélice para el campo de trayectoria y el croquis para el campo de perfil a barrer.

2.6) Para finalizar la rosca es preciso realizar un corte por extrusión partiendo de un croquis que sea la entidad convertida de la superficie que queda al final de la rosca. De este modo la hélice no termina en una pared sólida, sino que continúa hasta salir del cuerpo del tornillo.

Con estos pasos se consigue modelar el tornillo en Solidworks. Una opción final es utilizar la operación ‘Cúpula’ sobre la superficie final del cuerpo del tornillo de modo que se redondee en lugar de acabar en arista viva con el chaflán. Sin embargo, dicha operación añadiría complejidad geométrica poco útil de cara al análisis en elementos finitos. Es por ello por lo que no se modela.

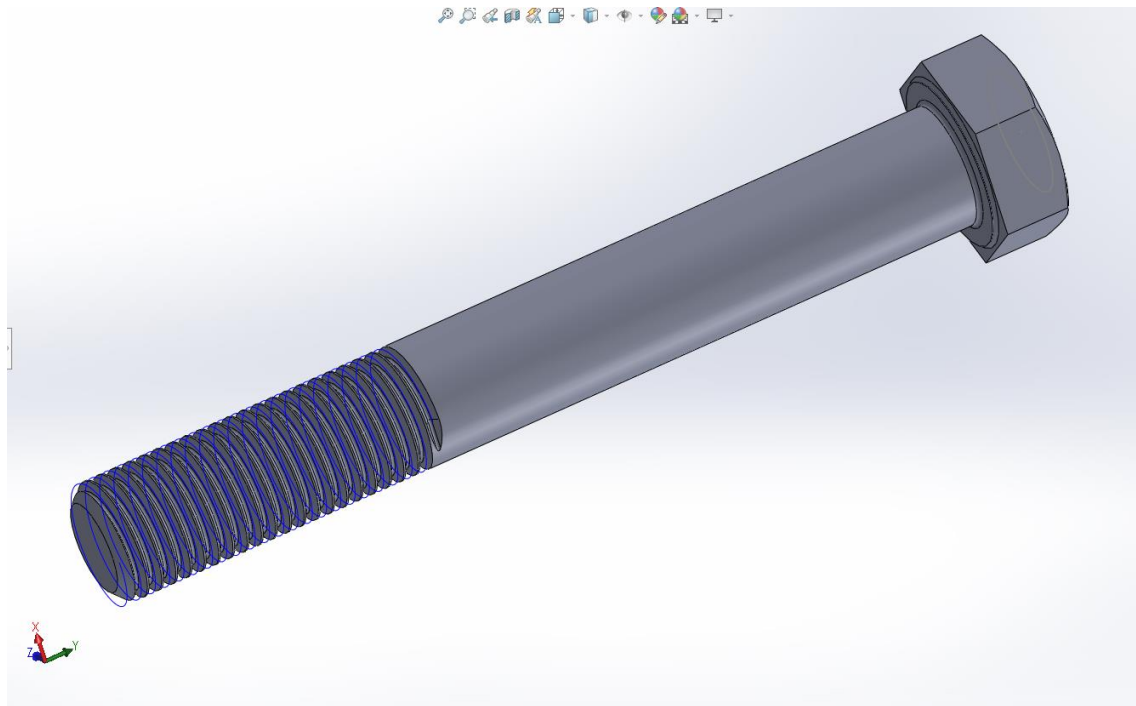


Figura 2-7 - Modelo del tornillo M16 DIN 931 120 mm.

Fuente: Elaboración propia.

3 MODELADO DE LA TUERCA

Mi padre me explicó que la educación y el conocimiento es lo que permitirá a los niños mejorar el mundo.

- Steve Wozniak -

En los siguientes subapartados se desarrolla el procedimiento seguido para la realización de la geometría de la tuerca en *Solidworks*.

3.1 Datos de la tuerca

La tuerca a modelar sigue la norma DIN 934 [3] y es de métrica M16 según la DIN 13 [1] por lo que su geometría está definida. En la figura 3-1 se puede observar la geometría acotada y normalizada según la DIN 934.

2 Dimensions

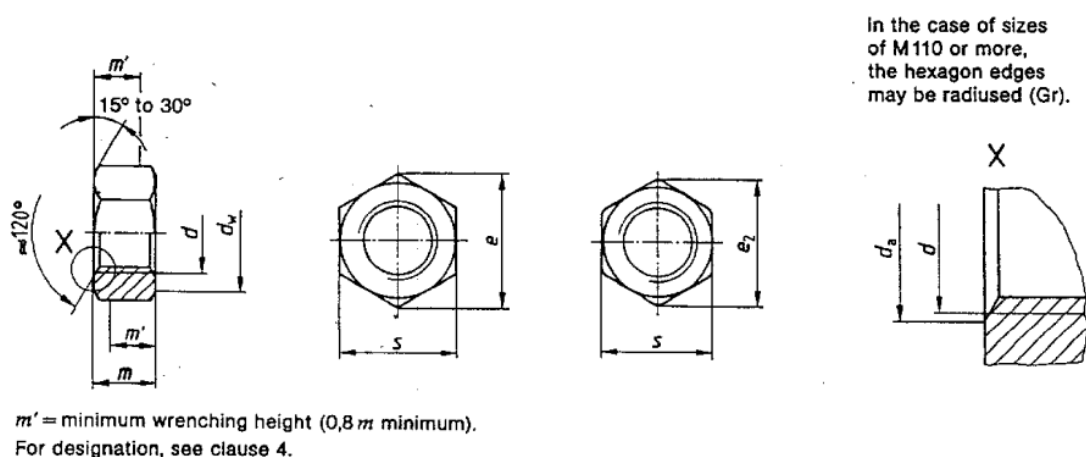


Figura 3-1 - Geometría y acotación normalizada de la tuerca según la norma DIN 934.

Fuente: Norma DIN 934 [3]

Simbología	Descripción	Valor
d	Diámetro nominal	16 mm
D₁	Diámetro menor	13,835 mm
D₂	Diámetro de paso	14,701 mm
H₁	Altura de rosca	1,083 mm
p	Paso	2 mm
H	Altura del triángulo de rosca	1,73 mm
θ	Ángulo el triángulo de rosca	60 °

Tabla 3-2 - Especificaciones geométricas rosca DIN 13 de tuerca M16.

Fuente: Elaboración propia a partir de la norma DIN 13 [1]

3.2 Construcción del modelo de la tuerca

Tutorial: <https://www.youtube.com/watch?v=kSi3H79GgKI>

A continuación, se comentan los pasos dados en el modelado de la tuerca en Solidworks.

- 1) Croquizar el hexágono que será la cabeza de la tuerca. La acotación puede ser tanto de la variable 's' (distancia entre lados opuestos del hexágono) como de la variable 'e' (distancia entre vértices opuestos del hexágono). Para restringir por completo el croquis, una opción es restringir un lado a ser horizontal.
- 2) Extruir el croquis anterior una cantidad igual a la altura nominal de la tuerca, 'm'.
- 3) Realizar un corte por extrusión. Sin embargo, el vaciado ha de ser invertido y con ángulo. Con ello se conseguirá el acabado deseado de la tuerca. El ángulo a dar será el complementario del indicado en la norma. Como en la norma indica entre 15 ° y 30 °, el ángulo será entre 75 ° y 60 °.
- 4) Realizar el corte por extrusión que delimita el agujero inicial de la tuerca. Dicho agujero será posteriormente modelado con un corte barrido de modo que se obtenga la rosca métrica M16. La cota del círculo a partir del cual se extruye el corte es clave para el posterior ensamblaje tornillo – tuerca.

Para explicar el porqué de la cota dada conviene apoyarse en la figura 3-3 que se muestra a continuación.

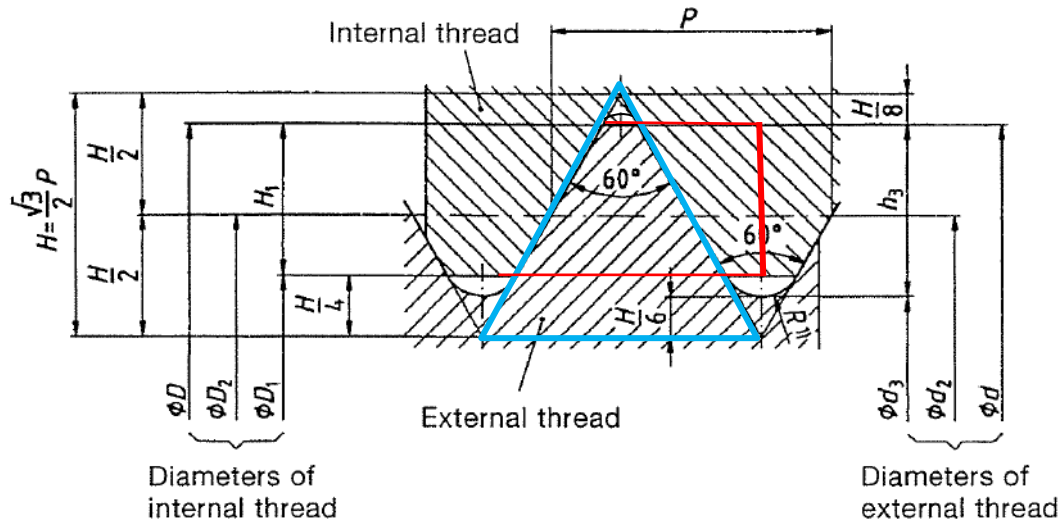


Figura 3-3 - Perfil de rosca métrica DIN 13 con dibujo auxiliar.

Fuente: Elaboración propia a partir de http://dibujo.ramondelaguila.com/?page_id=2699 [11]

Los valles de la tuerca tienen diámetro $D = 16$ mm. Las crestas de la tuerca tienen un diámetro $D_1 = 13,835$ mm. Será preciso entonces modelar inicialmente un agujero de 13,835 mm de diámetro y luego realizar el corte barrido con el croquis adecuado de modo que se obtenga un diámetro de valles igual a D .

Otro modo de verlo, quizás algo más complejo, es sumando las cotas relacionadas con H . Desde la cresta de la tuerca se tiene $H/4$ hasta el diámetro de paso. Luego, $H/2$ hasta el vértice del triángulo base (azul). Finalmente, habría que restar $H/8$ para llegar a la cresta del hipotético tornillo con el que ensamblaría. Por lo tanto, la fórmula para calcular el diámetro del círculo con el que extruir el corte sería:

$$D_{vaciado} = 16 - \left[2 \cdot \left(\frac{3H}{4} - \frac{H}{8} \right) \right]$$

Sustituyendo, teniendo en cuenta que $H = \sqrt{3}$ para el tornillo M16, se obtienen 13,8349 mm, que es igual al D_1 que indica la norma DIN 13.

Se ha expuesto esta otra forma de obtener la medida porque puede resultar conveniente tener una relación directa entre la cota y un parámetro global de los tornillos. De este modo podría parametrizarse el modelo y solo cambiando parámetros globales, como el paso y el diámetro nominal, podría obtenerse un modelo completo de tornillo con nuevas dimensiones.

- 5) Diseñar el chaflán del agujero. Tiene un chaflán por cada cara. Dicho chaflán ha de ser a 60° respecto a la vertical, como indica la norma, lo que supone seleccionar 30° en el Solidworks (ángulo complementario). La longitud del chaflán será tal que se cumplan las restricciones de diámetros dados por la norma. Estas restricciones son que el diámetro superior del chaflán ha de ser $d_a = 17,3$ mm y el diámetro inferior del chaflán mayor que $d = 16$ mm. Para ello se ha tomado un chaflán de 1,5 mm de longitud.

En la siguiente figura se puede observar dicha comprobación sobre el modelo de la tuerca.

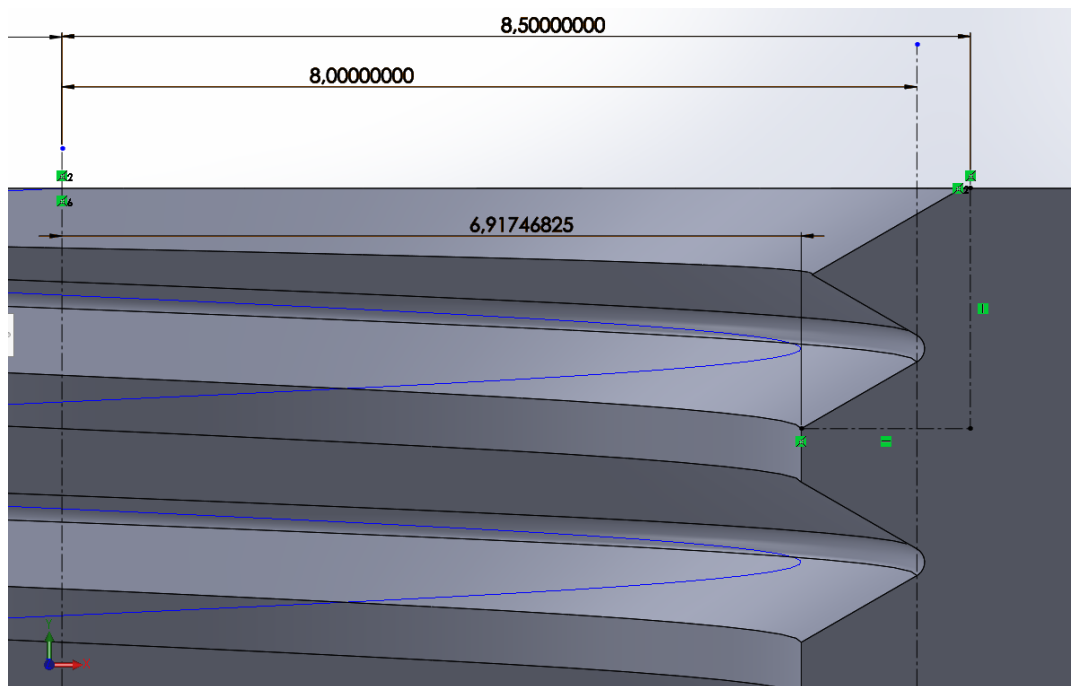


Figura 3-4 - Croquis para comprobar las dimensiones del chaflán de la tuerca.

Fuente: Elaboración propia.

Las cotas son radios por lo que son la mitad de los diámetros dados en la norma. 8,5 mm es la mitad de 17 mm que es aproximadamente el diámetro máximo de la parte superior del chaflán (d_a). La cota de 8 mm es el radio nominal de la tuerca que es además el mínimo diámetro de la arista inferior del chaflán. Como dicho chaflán está situado entre ambas cotas se puede concluir que la dimensión de 1,5 mm dada para su definición es correcta.

Además de para comprobar el chaflán, la figura 3-4 permite comprobar que los diámetros resultantes del corte barrido son los correctos según la DIN 13 para métrica M16. El diámetro nominal, $d = 16$ mm ($r = 8$ mm) se da en el fondo redondeado de la tuerca y el diámetro menor $D_1 = 13,8349$ mm ($r = 6,9174$ mm) se da en la cresta plana de la misma.

- 6) Definir la trayectoria helicoidal del corte barrido. Análogamente al caso del modelado del tornillo, se croquiza un círculo sobre la cara inferior de la tuerca, pero partiendo del diámetro inferior del chaflán (ver figura 3-5).

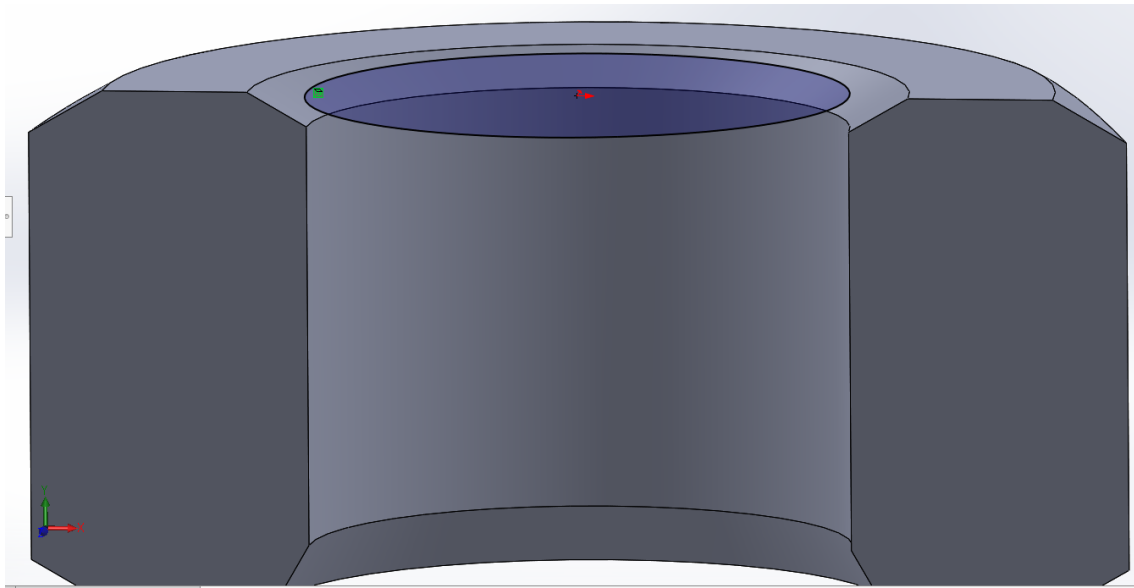


Figura 3-5 - Croquis para iniciar la trayectoria helicoidal del tornillo.

Fuente: Elaboración propia.

- 6.1) Se selecciona “Hélices y espirales” del desplegable “Curvas” en el menú de “Operaciones” y se definen la altura ($m = 13 \text{ mm}$) y el paso ($p = 2 \text{ mm}$). El resto de los parámetros, se establecen igual que en el modelado del tornillo. Es decir, ángulo inicial 0° y sentido de las agujas el reloj.
- 7) Situar y definir el croquis a barrer. Al igual que en el modelado del tornillo, lo primero es seleccionar el plano donde dibujar dicho croquis. Se debe seleccionar un plano que toque el comienzo de la espiral definida en los pasos anteriores. Si se han seguido los pasos correctamente, el plano base de perfil contiene dicho punto inicial de la hélice.
- 7.1) Dibujar un triángulo equilátero de cualquier dimensión. En este caso, orientar la base del triángulo más cercana a la espiral, paralela al diámetro de la tuerca. Para este paso y los siguientes conviene apoyarse en la figura 3-6 que se muestra como resultado final del croquizado, en la página siguiente.
- 7.2) Acotar la distancia entre el incentro y el vértice más lejano a la tuerca. Dicha distancia mide $3H/4$ por la explicación dada en el paso 4) teniendo en cuenta que es la distancia al vértice del triángulo base, no al final del diente del tornillo hipotético que ensamblaría. Se acota el incentro del triángulo modelado por la misma razón explicada en el caso del tornillo. El triángulo que realmente interesa es el que tiene como base a la línea que pasa por el incentro del triángulo que se modela en Solidworks. La superficie que queda entre esos dos triángulos no trabajará en el corte.

7.3) Definir el radio de acuerdo del fondo de la rosca de la tuerca sobre el vértice más alejado de la misma. Dicho radio de acuerdo tiene un valor de $H/12$, la mitad del radio de fondo de la rosca del tornillo. Dicho valor se puede extraer del croquis de la norma DIN 13.

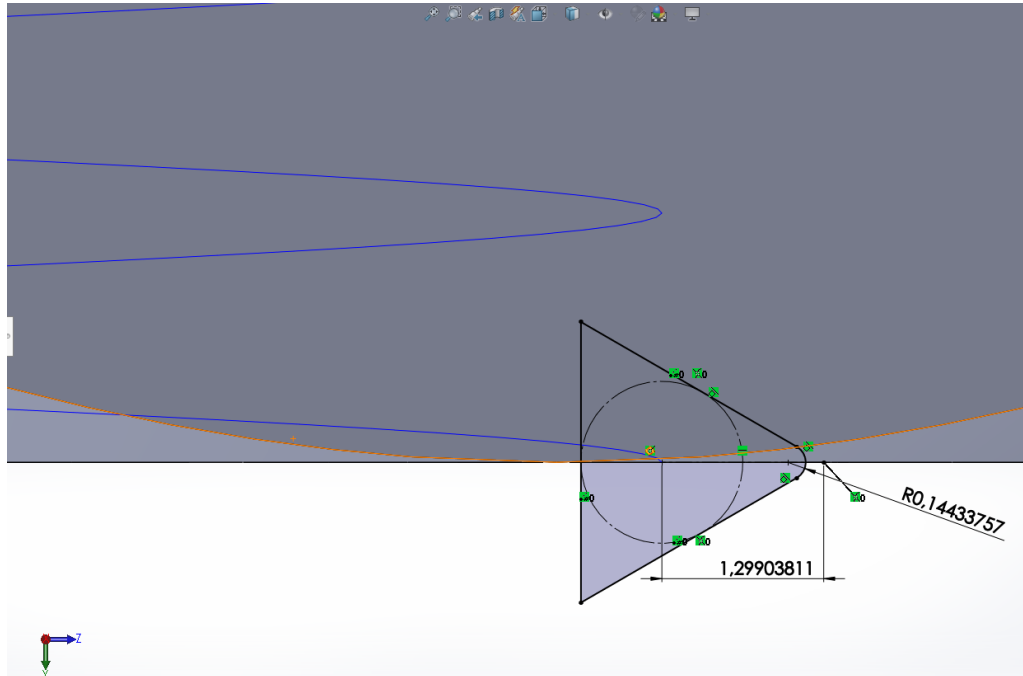


Figura 3-6 - Croquis del triángulo de la rosca de la tuerca que barrerá la trayectoria.

Fuente: Elaboración propia.

Como $H = \sqrt{3} \approx 1,732 \text{ mm}$, los valores acotados son:

$$\text{Cota incentro} - \text{vértice} \equiv \frac{3H}{4} \approx 1,299 \text{ mm}$$

$$\text{Radio de acuerdo} \equiv \frac{H}{12} \approx 0,144 \text{ mm}$$

7.4) Repetir los pasos 2.4) y 2.5) del modelado del tornillo para finalizar la asociación entre el croquis y la hélice y terminar la operación de corte barrido.

Con estos pasos se consigue modelar la tuerca recta en Solidworks.

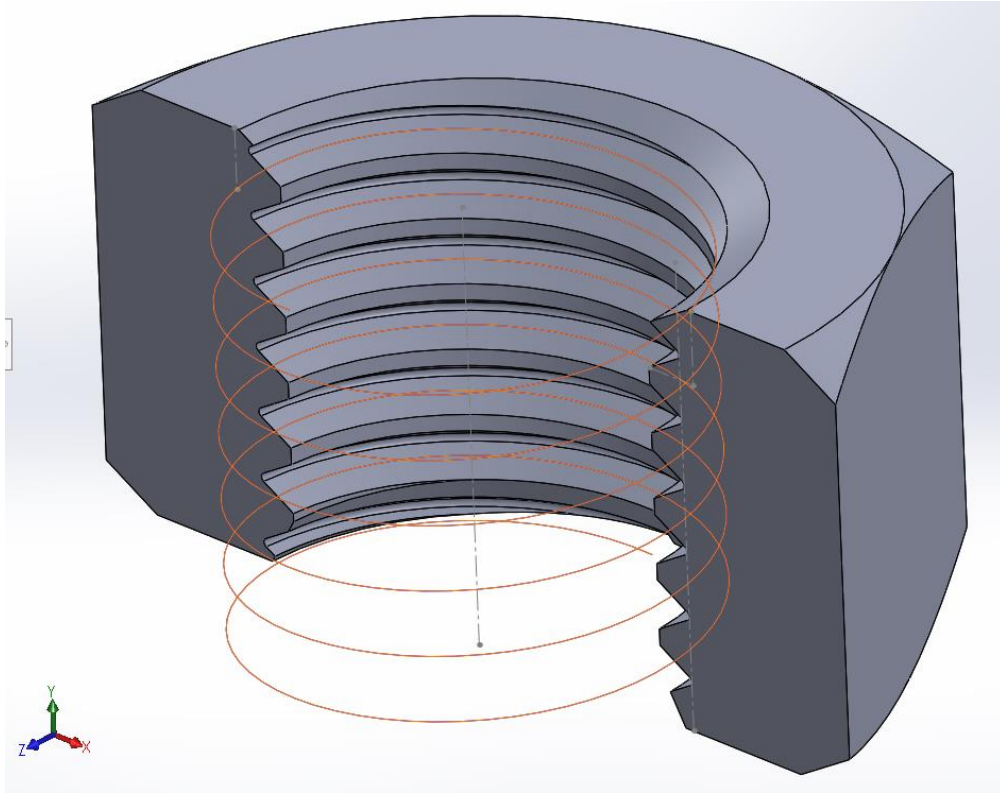


Figura 3-7 - Modelo de la tuerca (recta) M16 DIN 934.

Fuente: Elaboración propia.

Para realizar la conicidad de la tuerca se realiza el croquis mostrado en la figura 3-8 y se realiza un corte por revolución de 360°. El corte ha de realizarse como una operación lámina ya que el croquis revolucionado no es cerrado.

Se ha decidido, en base a la experiencia, afectar 3 de los 6 filetes de la rosca. Como se puede observar en la figura, la inclinación dada es tal que el primer filete se consume por completo y en el primer pico del tercer flanco es donde comienza la conicidad. Con estas características se consigue una sujeción suficiente y al mismo tiempo se consigue que la tuerca resultante tenga unas características geométricas notablemente distintas a las de la tuerca recta.

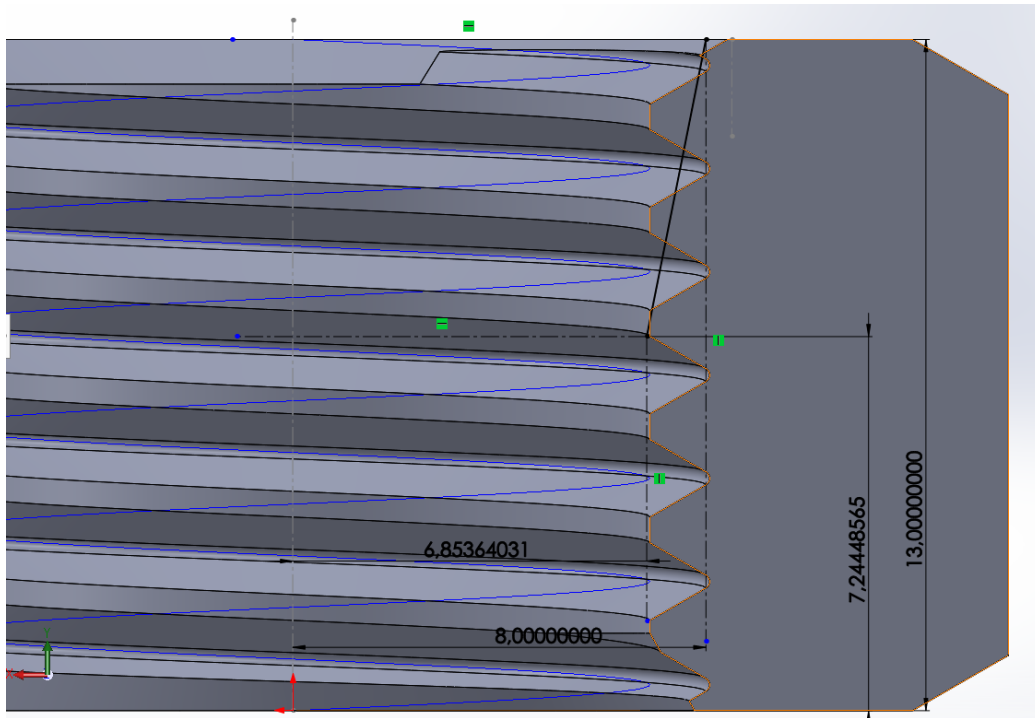


Figura 3-8 - Croquis para realizar corte revolucionado.

Fuente: Elaboración propia.

En la figura 3-9, presentada a continuación, se muestra el corte de la tuerca cónica M16 modelada en Solidworks.

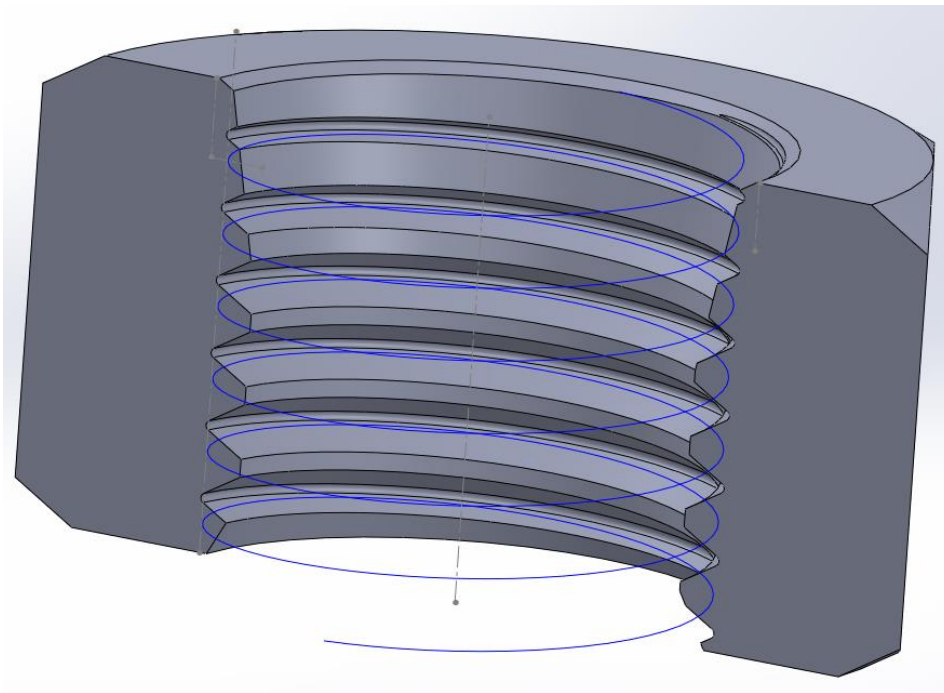


Figura 3-9 - Modelo de la tuerca con corte cónico M16.

Fuente: Elaboración propia.

4 ENSAMBLAJE TORNILLO – TUERCA

La noche es el momento más tranquilo para trabajar. Ayuda al pensamiento.

- Alexander Graham Bell -

Para realizar el ensamblaje del tornillo y la tuerca hay que abrir ambos archivos dentro de la opción “nuevo ensamblaje”. La primera pieza que se sitúe quedará fija y la segunda será la que pueda moverse sobre ella. Por ello interesa primero cargar y posicionar el tornillo y luego la tuerca en cualquier lugar.

Tras posicionar ambas piezas hay que definir dos relaciones de posición entre ambas.

La primera relación de posición es hacer concéntricos sus ejes temporales. Para ello es preciso activar la visibilidad de estos ejes desde la pestaña “Ver” → “Ocultar/Mostrar”. Una vez visibles, se deben seleccionar consecutivamente ambos mientras se mantiene pulsada la tecla “Control” y luego elegir la opción “Concéntricos” en el menú “Relaciones de posición”, el cual está en la pestaña “Ensamblaje”.

La segunda relación de posición es mecánica y permitirá mover la tuerca respecto al tornillo siguiendo la hélice diseñada en el modelado. Es decir, para representar el movimiento real entre el tornillo y la tuerca.

En el mismo menú anterior hay que seleccionar el desplegable “Relaciones de posición mecánicas” y seleccionar la opción “Tornillo”. Dentro, hay que especificar el paso (distancia/revolución) y seleccionar la cara del diente del tornillo que está en contacto con la tuerca y viceversa.

A continuación, se muestran y comentan una serie de figuras del ensamblaje resultante.

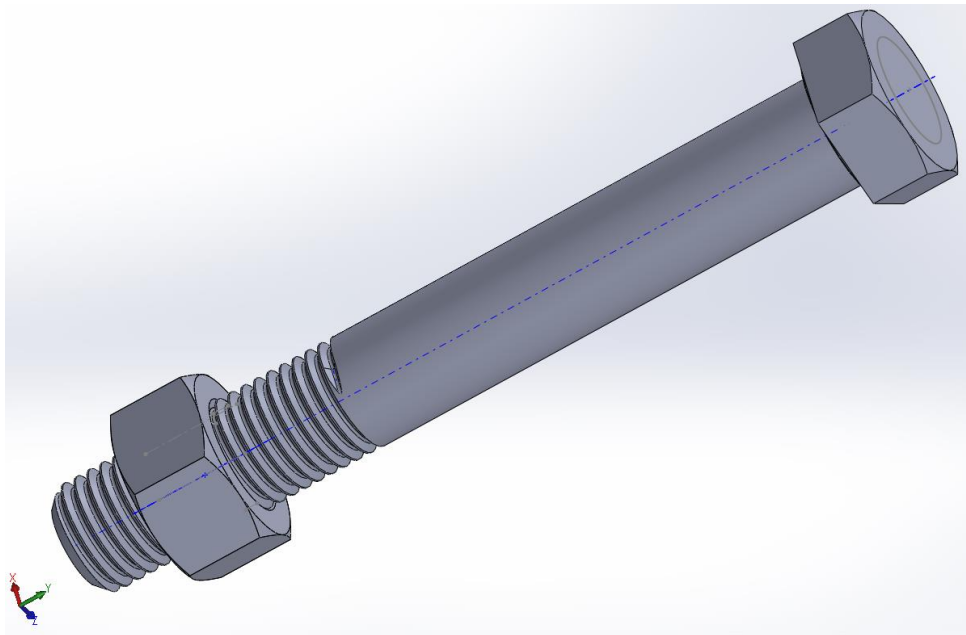


Figura 4-1 - Ensamblaje tornillo – tuerca.

Fuente: Elaboración propia.

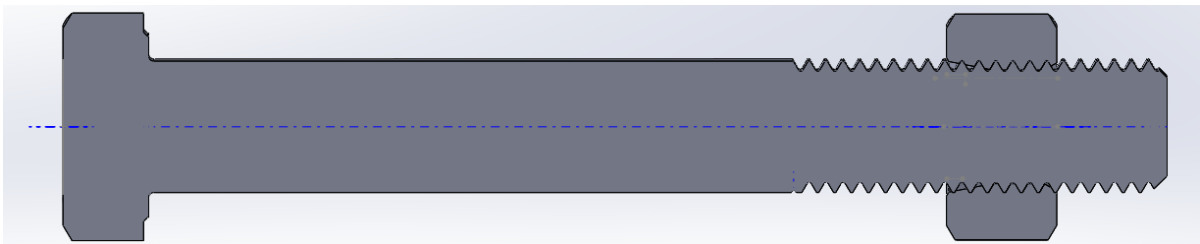


Figura 4-2 - Sección del ensamblaje tornillo – tuerca.

Fuente: Elaboración propia.

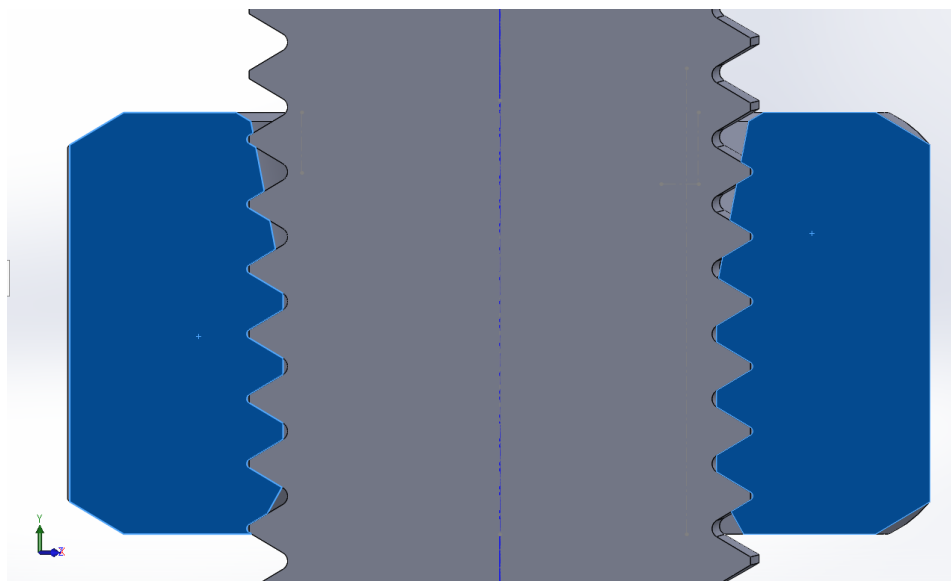


Figura 4-3 - Detalle de la unión roscada en el ensamblaje tornillo – tuerca.

Fuente: Elaboración propia.

5 MALLADO

Nunca te fíes de un ordenador que no puedas tirar por la ventana.

- Steve Wozniak -

En este apartado, se comentará el mallado de la unión modelada en Solidworks. Para realizar el mallado y para su resolución se utilizará el programa ANSYS Workbench. Al tratarse de una geometría compleja es preciso, si se pretende realizar una malla hexagonal, realizar diversas particiones que conviertan dicha geometría compleja en diversas geometrías más sencillas. La estrategia seguida para particionar la unión se comenta a continuación.

Como se ha comentado, el principal objetivo es obtener una malla estructurada, a ser posible compuesta por hexaedros. Sin embargo, la zona roscada es una geometría tan compleja que requeriría de particiones especiales fuera del ámbito de este trabajo para conseguir una malla hexaédrica. Por lo tanto, se producirá una malla mixta donde los tetraedros coparán las zonas más complejas, como las zonas roscadas, y los hexaedros dominarán el resto de las partes de la pieza.

La unión consta de dos piezas, el tornillo y la tuerca. Dentro de cada pieza se realizarán diversas particiones. Posteriormente, tras el mallado, se modelará el contacto friccional que existe en la realidad.

Las particiones deben formar cuerpos con una forma concreta para que puedan ser mallados con el método que se desee. La forma de obtener elementos hexaédricos con ANSYS Workbench es utilizar el método “Sweep”, el método “Hex Dominant”, el método “Multizone” o el método “Cartesian”. Para introducir tetraedros el método es “Tetrahedrons”. Sin embargo, también es posible obtener tetraedros o hexaedros con el método automático. Si la forma es sencilla y puede ser mallada con hexaedros, el método automático introducirá elementos hexaédricos y si no, utilizará elementos tetraédricos.

El método “Sweep” es el más utilizado. Para poder aplicar este método a una partición, dicha partición ha de ser tan sencilla como para poder ser construida en una sola operación de extrusión. De este modo, un cilindro podrá ser una geometría “sweepable” pero un codo, no. Si la geometría no es “sweepable” pero se le introduce el método “Sweep”, se mallará con elementos tetraédricos.

El método “Hex Dominant” es utilizado sobre todo en piezas donde se empleen elementos tipo placa (“shell”). La razón de ello es que este método asegura tener una superficie con elementos

hexaédricos estructurados, pero en el espesor, la evolución de los hexaédricos es desordenada y suele estar distorsionada. Suele utilizarse con la herramienta “*Face Meshing*” comentada más adelante.

El método “*Multizone*” es utilizado cuando se tienen superficies simples en un conjunto único. Es decir, cuando se tiene una pieza se puede descomponer en diversos cuerpos simples de manera automática. El programa dividirá la pieza en dichos cuerpos más simples y mallará los que pueda con elementos hexaédricos y los que no con tetraédricos de manera automática. Podría pensarse que es el método ideal para el tornillo y la tuerca ya que se desea particionar la geometría para mallar fácilmente. Sin embargo, como se ha comentado, este método funciona solo si el conjunto está formado por cuerpos sencillos fácilmente identificables. Como se verá a continuación, los cuerpos resultantes de las particiones realizadas sobre el tornillo y la tuerca no son sencillas ni fácilmente identificables.

El método “*Cartesian*” permite mallar de forma estructurada empleando parámetros de mallado similares a los de un sistema cartesiano. Por ello es muy útil para mallar geometrías planas, como placas.

El método “*Tetrahedrons*” tiene dos submétodos distintos. El “*Patch Conforming*” y el “*Patch Independent*”. Ambos utilizan tetraedros para mallar, pero el “*Patch Conforming*” malla de forma estructurada y limpia la superficie y adapta el interior de la pieza a dicha malla exterior inicial. Contrariamente, el “*Patch Independent*” malla de forma estructurada el interior y adapta a dicha malla inicial la parte externa.

El método “*Sweep*” es el que mejor viene para los intereses del modelo generado. Por lo tanto, habrá que obtener el mayor número posible de superficies sencillas, construibles con una sola operación de extrusión. Los cuerpos que no puedan dividirse hasta formas simples se mallarán de forma automática con tetraedros.

5.1 Particiones

Para la realización de las particiones se editará la geometría en el programa DesignModeler, dentro de ANSYS Workbench. Posteriormente, para el modelado, se utilizará el subprograma Mechanical de ANSYS Workbench.

5.1.1 Tornillo

La longitud del tornillo se divide con planos transversales en cuatro partes principales:

- Cabeza
- Transición
- Caña
- Rosca

Dichas partes a su vez tendrán sus propias divisiones.

El tornillo constará de un núcleo hexagonal a lo largo de toda su longitud y de su respectiva capa exterior. Dicha división en núcleo y capa externa se tendrá en cada división de las cuatro principales nombradas anteriormente.

En primer lugar, se comentarán los planos creados y sus funciones para el modelado y en segundo lugar se comentarán las operaciones booleanas realizadas para la creación de las particiones.

5.1.1.1 Planos creados

• *Croquis_Tornillo*

Este plano se ha situado en la superficie transversal más externa del tornillo. Su función es contener los croquis que posteriormente servirán para realizar operaciones booleanas de corte. Dichos croquis se comentarán en el apartado “Operaciones booleanas” cuando se haga referencia a este plano. En dicho apartado se hará referencia a la figura 5-1 mostrada a continuación donde se pueden apreciar los seis croquis dibujados sobre el plano.

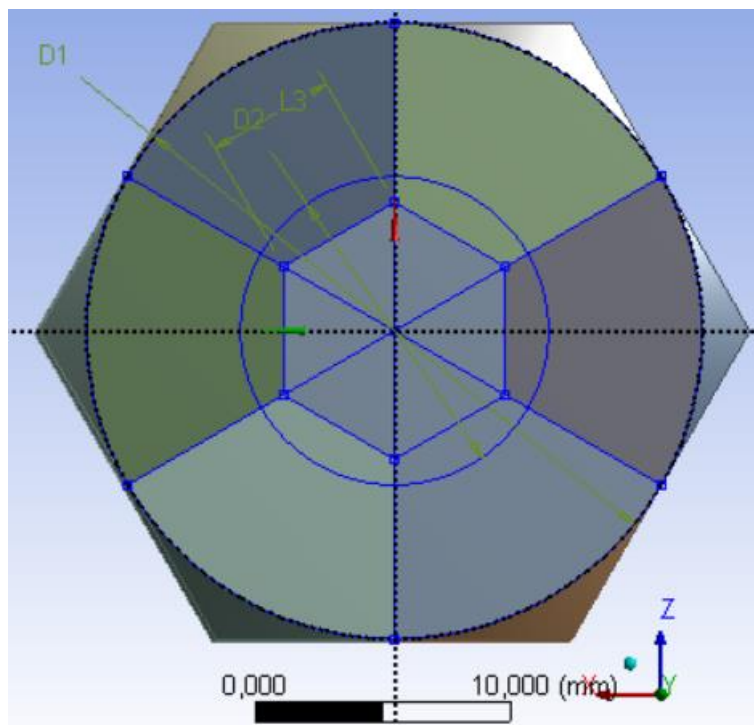


Figura 5-1 - Croquis dibujados sobre el plano “*Croquis_Tornillo*”.

Fuente: Elaboración propia.

En esta figura pueden observarse las particiones finales. Dichas particiones se comprenderán al finalizar este apartado.

• *Referencia_Chaflán*

El plano “*Referencia_chaflán*” se usa para tener una cota en el eje longitudinal Z como referencia. Esta referencia es esencial para construir el resto de los planos paralelos a este a través de un ‘offset’ en dirección Z.

- ***S_Caña_Rosca***

Este plano, al igual que todos los precedidos por el prefijo “S” será utilizado para realizar un corte sobre la pieza. Por lo tanto, su posición es clave para el modelado. El plano “*S_Caña_Rosca*” está posicionado a 45 mm en dirección Z del plano “*Referencia_Chaflán*”. Dicha cota sitúa el plano en la división entre la caña y la rosca del tornillo.

- ***S_Chaflán***

El plano comentado ahora se sitúa a 1,5 mm en dirección Z del plano “*Referencia_Chaflán*” de modo que separa el chaflán de la rosca del tornillo.

- ***Croquis_Tuerca***

Este plano se comentará también en el apartado de planos creados de la tuerca, pero es importante presentarlo primero en el apartado correspondiente al tornillo porque en él se basan los siguientes planos. Este plano está situado en la cara externa de mayor cota Z de la tuerca. Delimita, por tanto, la zona del tornillo donde comienza la parte de la rosca de este coincidente con la rosca de la tuerca.

- ***S_Final_Coincidencia_Rosca***

Este plano se sitúa 13 mm por debajo del plano “*Croquis_Tuerca*”, lo cual coincide con la cara inferior de la tuerca y delimita por debajo la zona de rosca del tornillo coincidente con la tuerca.

- ***S_Transición_Superior***

Se sitúa 3 mm por encima del plano “*Croquis_Tuerca*”. Servirá para delimitar la zona donde la malla tendrá un tamaño intermedio entre la zona de las roscas coincidentes y la de las no coincidentes.

- ***S_Transición_Inferior***

Este plano es análogo al plano anterior pero situado 3 mm por debajo del plano “*S_Final_Coincidencia_Rosca*” para delimitar inferiormente lo mismo que el plano anterior.

5.1.1.2 Operaciones booleanas

- ***SS_Caña***

El prefijo ‘SS’ indicará de ahora en adelante que se trata de una operación de corte (‘Slice’) puro. Esto quiere decir que se realiza mediante la operación ‘Slice’ de DesignModeler. El corte “*SS_Caña*” utiliza las aristas que separan la caña del radio de acuerdo de la transición entre la cabeza y la propia caña para realizar el corte. Esta opción se denomina ‘*Slice By Edge Loop*’.

- ***SS_Radio_Acuerdo***

Esta operación de corte es análoga a la anterior, pero con las aristas que separan el radio de acuerdo del chaflán de la cabeza del tornillo.

• *SS_Transición*

De nuevo se trata de la misma operación, pero con las aristas que separan el chaflán de la cabeza del tornillo de la propia cabeza. En la figura 5-2 se muestran las 3 aristas que se han mencionado en las que hay que apoyarse para realizar el corte mediante la opción ‘*Slice By Edge Loop*’.

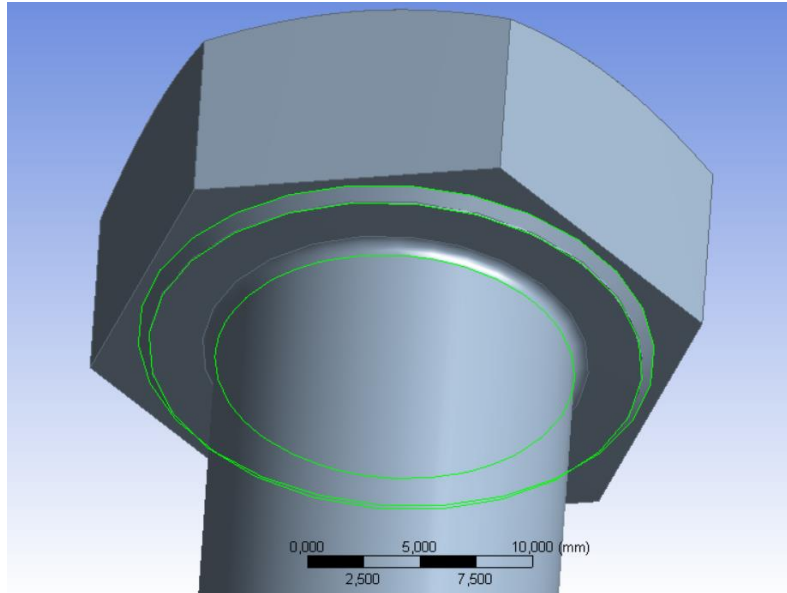


Figura 5-2 - Aristas utilizadas para particiones de la zona de transición.

Fuente: Elaboración propia.

• *SS_Caña_Rosca*

Esta operación de corte se realiza a partir del plano “*S_Caña_Rosca*” definido y presentado anteriormente. Gracias a esta operación se separa la rosca del tornillo de la caña de éste.

En las figuras 5-3 y 5-4 se muestran las particiones alcanzadas hasta este punto.

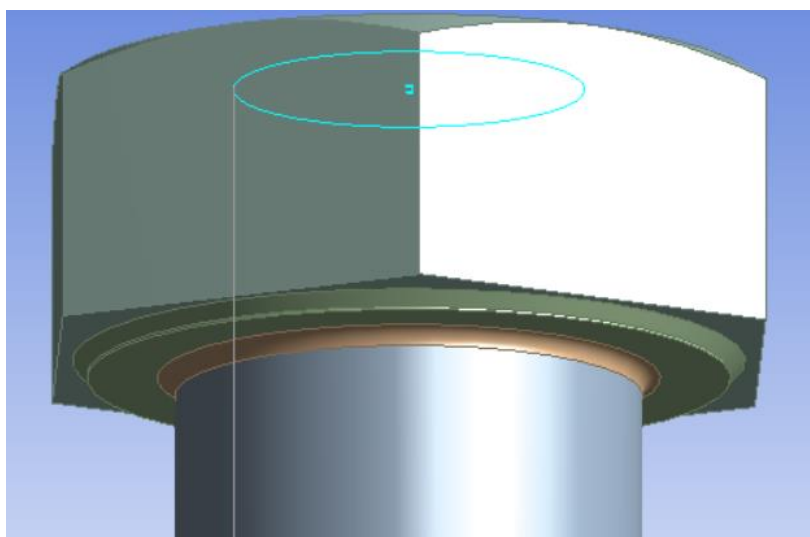


Figura 5-3 - Particiones iniciales de la zona de transición.

Fuente: Elaboración propia.

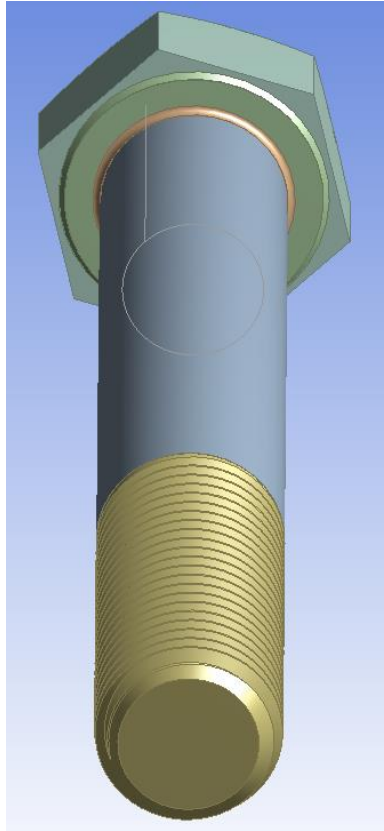


Figura 5-4 - Particiones iniciales tornillo.

Fuente: Elaboración propia.

Se puede observar cómo se cuenta con 5 cuerpos distintos, la cabeza, el chaflán, el radio de acuerdo, la caña y la rosca. Además, en la figura 5-3 se tiene una circunferencia resaltada en azul. Dicho círculo es la base para la operación que se comenta a continuación.

• *ES_Circunf_Rosca_Tornillo*

El prefijo 'ES' se utilizará de ahora en adelante para acompañar al nombre de las operaciones booleanas de extrusión para corte ('Extrude-Slice'). En esta operación se corta la pieza extruyendo el croquis "*Circunf_Rosca_Tornillo*" dibujado sobre el plano "*Croquis_Tornillo*" comentado anteriormente. La extrusión se realiza a lo largo de toda la pieza, pero solo cortará al cuerpo que aún no ha sido dividido, es decir, la rosca del tornillo.

El croquis es una circunferencia de diámetro $D2 = 12 \text{ mm}$. Dicha dimensión es ligeramente inferior a $13,546 \text{ mm}$ que es el diámetro de fondo de la rosca del tornillo. Se toma ese margen porque así, los elementos tetraédricos que conformarán la partición tendrán espacio para construirse sin distorsión, asegurando una buena aproximación en la zona. La función principal del croquis es hacer de transición entre el núcleo de la rosca (hexaédrico) y la capa exterior de la misma (tetraédrica). Todavía no se ha realizado el corte que delimita el núcleo de la rosca por lo que es difícil apreciar la utilidad de esta operación. Cuando se presente la realización del núcleo se comprenderá mejor su función.

• *ES_Circunf_Cabeza_Tornillo*

Esta operación utiliza el croquis “*Circunf_Inscrita_Tornillo*” del plano “*Croquis_Tornillo*”. Se extruye dicho croquis a lo largo de toda la pieza, pero cortando solo a la cabeza del tornillo. El croquis en una circunferencia de diámetro $D1 = 24$ mm, es decir, la circunferencia inscrita en la cabeza del tornillo. Su función principal es separar los picos del cilindro principal de la cabeza hexaédrica.

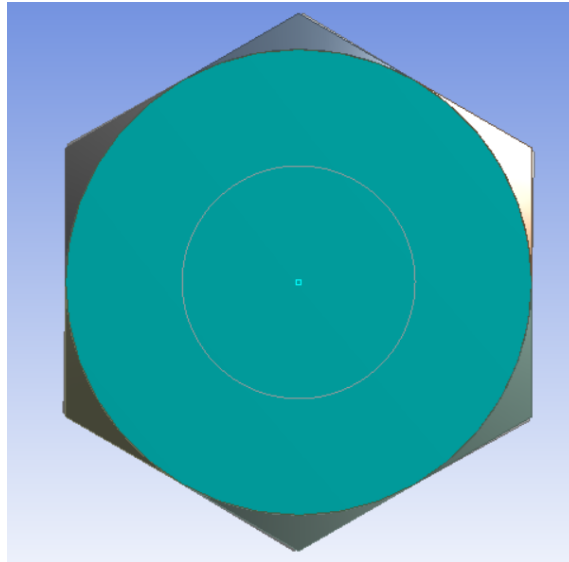


Figura 5-5 - Partición inicial de la cabeza del tornillo.

Fuente: Elaboración propia.

• *ES_Hexágono*

La operación que se comenta a continuación es una de las más importantes. Con esta operación se crea el núcleo hexaédrico del tornillo ya que son superficies simples (construibles con una sola operación de extrusión). Como ya se ha comentado, la idea es crear un núcleo y una capa externa para cada parte del tornillo, asemejando así el mallado del tornillo a la de un eje como el modelado en las publicaciones de Hoffmann y Seeger [17], Fash [16] o el Trabajo de Fin de Grado realizado hace dos años por mí mismo con ayuda del catedrático de la Universidad Alfredo Navarro Robles [26].

Se toma el núcleo hexagonal porque así la cabeza del tornillo tendría formas simples y fácilmente mallables. Si el polígono que forma el núcleo no tuviera seis caras al igual que la cabeza del propio tornillo, se producirían diversas superficies en dicha cabeza que serían difícilmente mallables con elementos hexaédricos.

Para realizar el corte se extruye a lo largo de toda la pieza el croquis “*Hexágono*” dibujado sobre el plano “*Croquis_Tornillo*” presentado anteriormente. El hexágono tiene 5 mm de lado y sus vértices deben estar alineados con las líneas de construcción que aparecen en el canto de la cabeza del tornillo al importar la geometría de Solidworks. Si no se realiza esta alineación, se obtendrán superficies con aristas intermedias que no permitirán el mallado tipo sweep de la partición.

El resultado de la partición se expone a continuación en la figura 5-6.

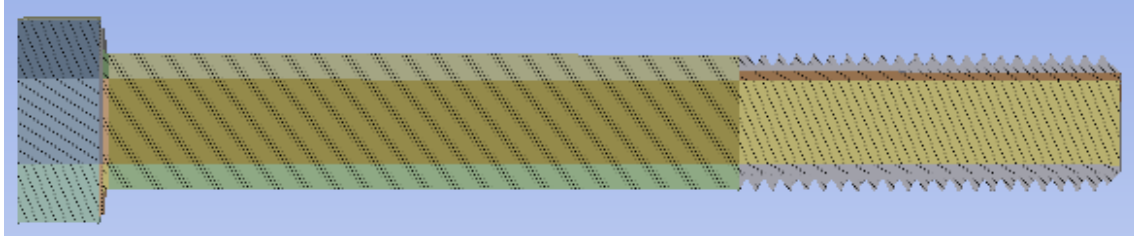


Figura 5-6 - Creación del núcleo hexagonal del tornillo.

Fuente: Elaboración propia.

Puede observarse que existe un núcleo por cada partición transversal realizada con anterioridad. De este modo se tiene un núcleo para la caña, otro para la rosca, otra para las diversas zonas de transición y otro para la cabeza. Todo ello con una sola operación.

Tras esta operación es más fácil explicar la importancia del corte realizado con la operación “*ES_Circunf_Rosca_Tornillo*” presentada con anterioridad. En la figura 5-7 se muestra un detalle de las particiones en la zona roscada.

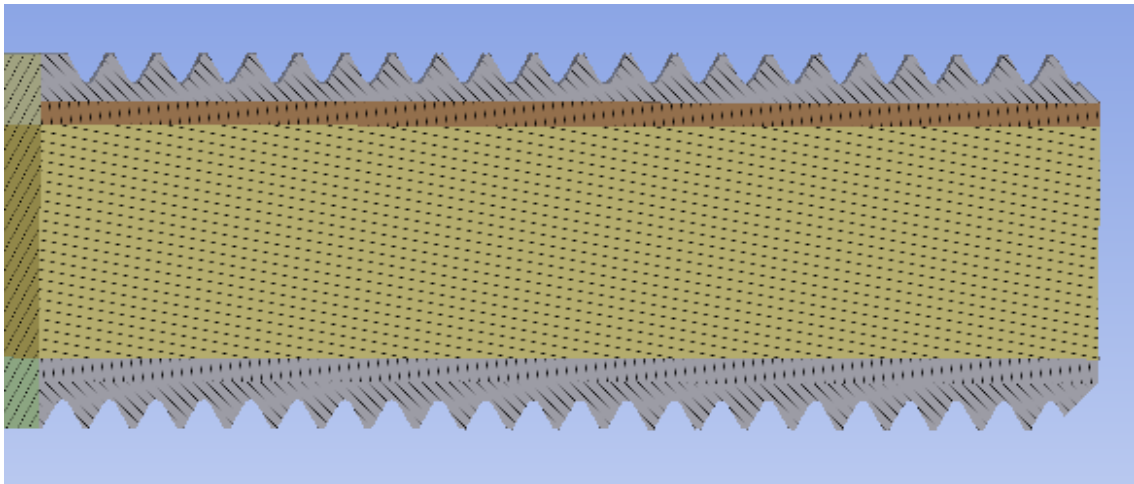


Figura 5-7 - Detalle de las particiones de la zona roscada antes de la subdivisión.

Fuente: Elaboración propia.

La zona de color amarillo es el núcleo hexagonal, que estará compuesto por elementos hexaédricos. La zona de color gris es la rosca del tornillo y constará de elementos tetraédricos debido a su complejidad. La zona marrón y su simétrica respecto al eje del tornillo (color gris pero rayada en sentido distinto a la rosca del tornillo) son las zonas de transición entre los elementos finos tetraédricos de la rosca y los elementos más gruesos hexaédricos del núcleo. Esto explica también el hecho de que se haya tomado un hexágono de lado 5 mm; ya que así no se invade la zona de la rosca y se deja espacio para introducir la partición de transición. Por todo ello era importante realizar la operación “*ES_Circunf_Rosca_Tornillo*”.

• *ES_D1*, *ES_D2* y *ES_D3*

La división en núcleo y capa externa está realizada. Sin embargo, es necesario dividir la capa externa en superficies más sencillas. Dichas superficies, debido a que el núcleo es hexagonal,

deben ser seis. La forma resultante es parecida a una cuña, de modo que es una forma fácilmente construible. Las operaciones que se comentan en este apartado son extrusiones a lo largo de toda la pieza de los croquis de las 3 diagonales del hexágono que forma el núcleo. Los 3 croquis están contruidos sobre el plano “*Croquis_Tornillo*”. Cada croquis es una línea que contiene a una diagonal distinta del hexágono, pero están extendidas hasta cortar al tornillo pro completo. La extrusión a pesar de cortar a toda la pieza no corta a la tuerca por lo que en el menú de la operación de extrusión deben seleccionarse los cuerpos objetivos del corte.

Esta operación, al igual que la del núcleo, permite obtener las cuñas de la capa externa en cada grupo de particiones transversales del tornillo (cabeza, transición, caña y rosca). La geometría obtenida se muestra a continuación en la figura 5-8. Se muestra el modelo con transparencia para observar que las particiones están presentes en todas las secciones transversales.

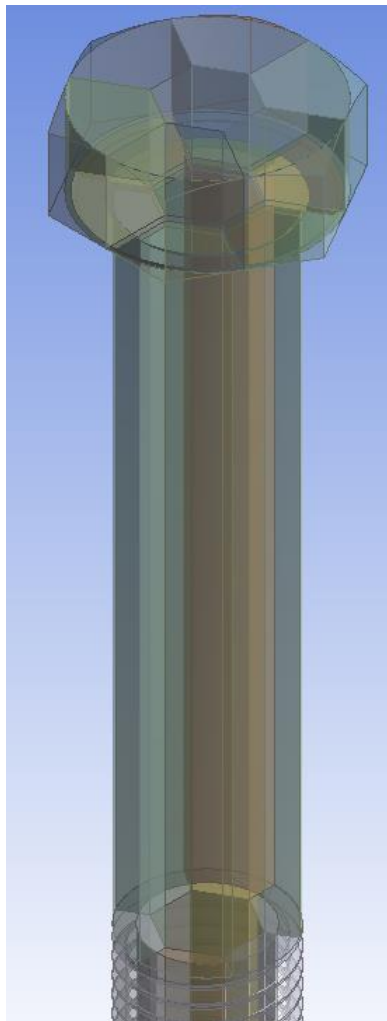


Figura 5-8 - Detalle de las particiones en forma de cuña de la capa externa.

Fuente: Elaboración propia.

Es importante destacar que los picos de la cabeza del tornillo siguen siendo cuerpos distintos a las cuñas creadas con esta operación.

• *SS_Chaflán, SS_Transición_Superior, SS_Transición_Inferior, SS_Coincidente_Superior y SS_Coincidente_Inferior*

A continuación, para finalizar con las particiones del tornillo, viene una serie de 5 cortes puros mediante planos. Los 5 cortes se realizan sobre la rosca del tornillo. El objetivo principal es concretar la zona donde el mallado debe ser especialmente fino y adaptar las zonas que quedan fuera para que el mallado se adaptativo. Es decir, que exista cierta transición entre el mallado fino y el grueso.

Las cinco divisiones provocarán que se produzcan 6 capas externas y un núcleo por cada división, ya que el tornillo está dividido longitudinalmente en sendas siete partes debido a las operaciones explicadas anteriormente.

Para la operación “SS_Chaflán” se utiliza el plano “S_Chaflán”, para la operación “SS_Transición_Superior” se utiliza el plano “S_Transición_Superior”, para la operación “SS_Transición_Inferior” se utiliza el plano “S_Transición_Inferior”, para la operación “SS_Coincidente_Superior” se utiliza el plano “Croquis_Tuerca” y para la operación “SS_Coincidente_Inferior” se utiliza el “S_Final_Coincidencia_Rosca”.

En la figura 5-9 se muestra un detalle de las particiones finales del tornillo en la zona roscada.

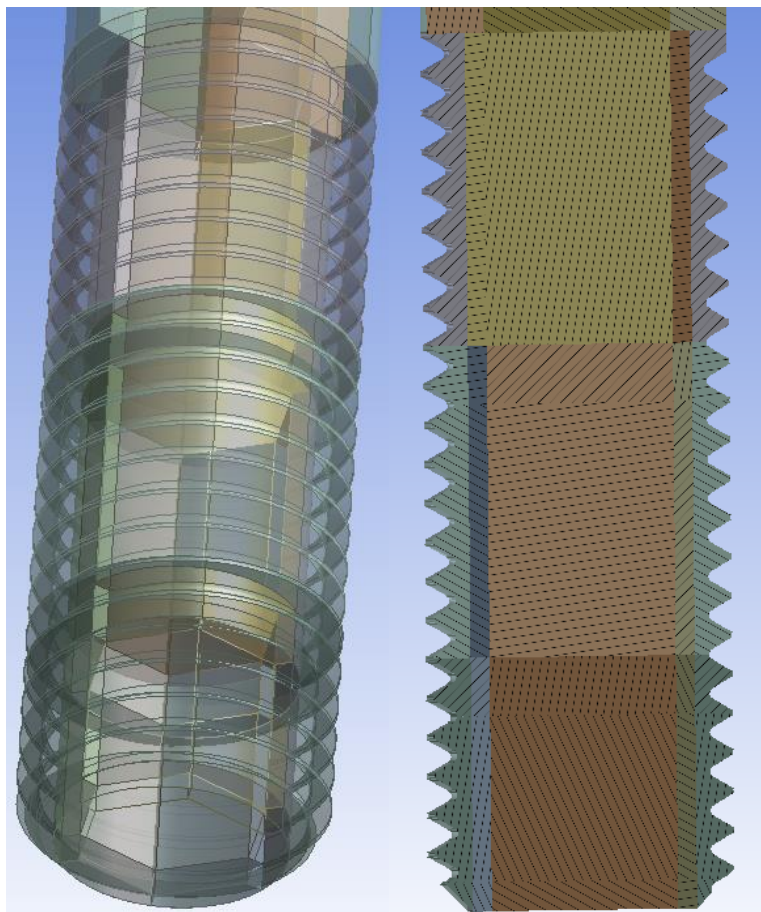


Figura 5-9 - Detalle de las particiones en la rosca del tornillo.

Fuente: Elaboración propia.

Con estas particiones se finaliza el proceso de partición del tornillo. Finalmente, el tornillo cuenta con 82 cuerpos distintos. A continuación, se procede a comentar cómo se ha realizado la partición de la tuerca.

5.1.2 Tuerca

La estrategia de particionado de la tuerca es similar a la de la cabeza del tornillo. La única diferencia es que la tuerca tiene un agujero central por lo que no tiene núcleo hexagonal macizo, sino uno circunferencial hueco.

5.1.2.1 Plano creado

- *Croquis_Tuerca*

La tuerca solo requiere de un plano para ser particionada. En este plano se sitúan los croquis que luego se utilizan en las distintas operaciones booleanas. Como se comentó anteriormente, está situado en la cara superior de la tuerca. Los croquis dibujados se exponen en la figura 5-10.

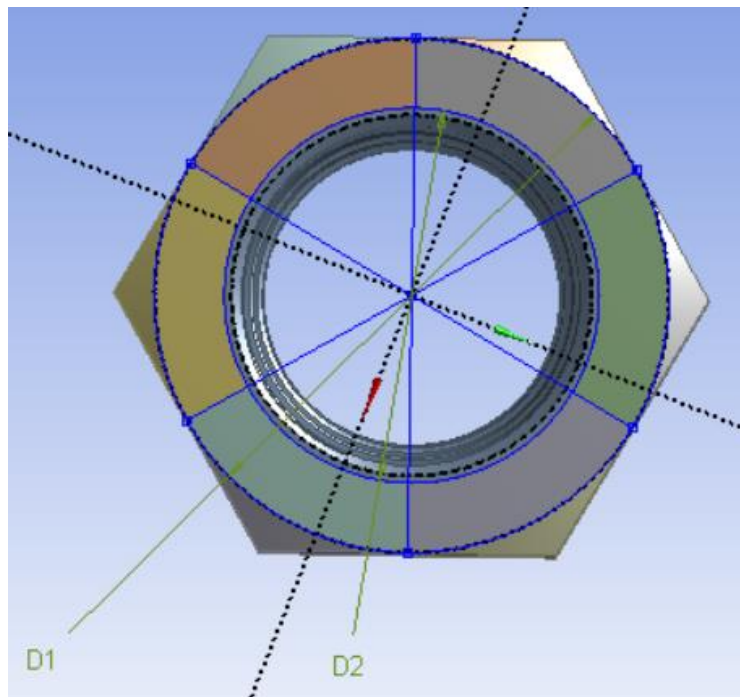


Figura 5-10 - Croquis dibujados sobre el plano “*Croquis_Tuerca*”.

Fuente: Elaboración propia.

En esta figura pueden observarse las particiones finales de la tuerca. Dichas particiones se comprenderán al finalizar este apartado.

5.1.2.2 Operaciones booleanas

• *ES_Circunfs_Tuerca*

En esta operación de extrusión con corte se utiliza el croquis “*Circunfs_Tuerca*” dibujado en el plano “*Croquis_Tuerca*”. Dicho croquis consta de dos circunferencias. La primera de diámetro $D1 = 24$ mm y la segunda de diámetro $D2 = 17,5$ mm.

El primer diámetro coincide con la circunferencia inscrita de la tuerca y se utiliza para separar los picos de la tuerca del interior.

El segundo diámetro, menor, se utiliza para dejar margen entre la rosca y el núcleo circunferencial hueco de la rosca. Dicho diámetro menor tiene esas dimensiones para dejar margen para que los elementos tetraédricos de la rosca puedan construirse sin distorsiones, asegurando una buena aproximación en dicha zona.

• *ES_D4*, *ES_D5* y *ES_D6*

Tras las particiones anteriores solo queda, al igual que se realizó en el tornillo, dividir la capa externa en las 6 cuñas. Este paso es necesario debido a que la tuerca tiene 6 picos y deben formarse superficies sencillas para que el núcleo circunferencial hueco pueda estar formado por elementos hexaédricos.

La tuerca con las particiones realizadas queda como se expone en la figura 5-11 y consta de 13 cuerpos.

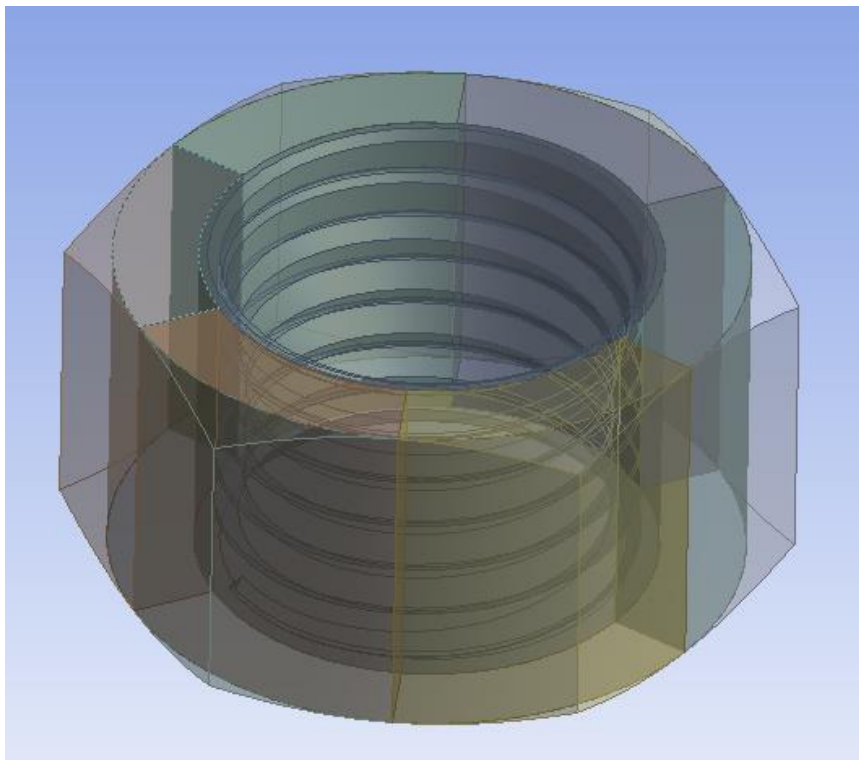


Figura 5-11 - Tuerca con las particiones realizadas.

Fuente: Elaboración propia.

La unión tornillo – tuerca queda finalmente como se muestra en la figura 5-12.

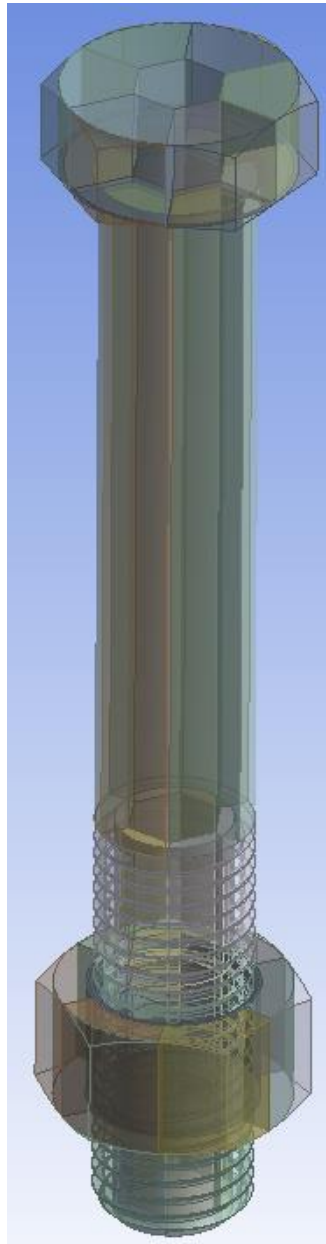


Figura 5-12 - Unión tornillo – tuerca con las particiones realizadas.

Fuente: Elaboración propia.

La lista de operaciones realizadas para la realización de las particiones en DesignModeler se presenta en la figura 5-13.

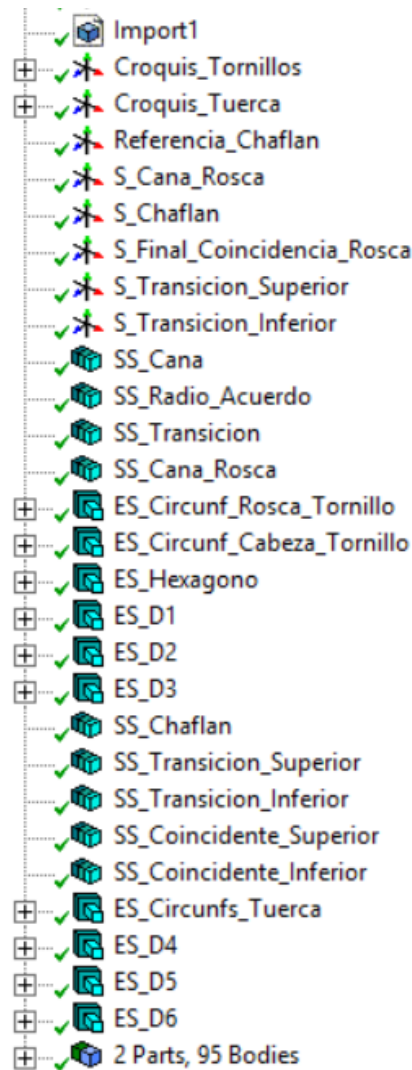


Figura 5-13 - Lista de operaciones realizadas para las particiones.

Fuente: Elaboración propia.

5.2 Parámetros de mallado

Una vez finalizada la construcción de particiones en DesignModeler se procede a realizar el modelo de cálculo del tornillo en el subprograma Mechanical de ANSYS Workbench. En este apartado solo se comentarán los parámetros relacionados con el mallado de la unión. El resto de las opciones de modelado (cargas, condiciones de contorno, contactos...) se comentarán más adelante.

Los parámetros de mallado pueden establecerse de distintas formas. Puede realizarse tanto por tamaño como por número de entidades. Por tamaño, es posible diseñar el mallado tanto de cuerpos por completo, caras y aristas. Sin embargo, para controlar por número de entidades es preciso mallar aristas. El método utilizado en este proyecto está basado en aristas, por lo que pueden usarse tanto tamaño como número de divisiones.

El empleo de las aristas como entidad geométrica para establecer el mallado se debe a que se tiene un mayor control sobre las tres dimensiones en las que se extiende el modelo.

El hecho de trabajar con aristas hace que sea destacable el siguiente aspecto. Cada partición es una entidad geométrica cerrada. Es decir, cada uno de los cuerpos que conforman la cabeza del tornillo tiene aristas verticales internas, que habrá que tener en cuenta. Además, algunas de sus aristas son comunes a otros cuerpos, por lo que se tienen aristas dobles o incluso triples. Estos pequeños matices se comentarán asiduamente ya que restringen considerablemente algunas opciones del mallado.

Para explicar a qué nos referimos con el término “control” sobre una malla se explican a continuación con mayor detalle las tres formas de establecer los parámetros de mallado poniéndolos, a su vez, en comparación.

Un ejemplo muy sencillo de observar es el de una placa modelada con elementos sólidos. Es importante que esté mallada con elementos sólidos para la comprensión de este ejemplo. Tras la explicación de este ejemplo se comentará qué ocurriría si se mallara con elementos tipo “*Shell*”.

Si la placa se quiere mallar con elementos tipo “*Solid*” y se le da una dimensión genérica mediante el uso de la herramienta “*Body Sizing*”, se estará dando un tamaño genérico aproximado a todos los elementos tipo sólido que conformarán la placa. Una placa se caracteriza por tener una dimensión considerablemente menor que las otras dos. Si la placa tiene dimensiones 1 m x 1 m x 0,1 m y se malla con elementos de 0,1 m de tamaño, se está considerando un número correcto de elementos en cada rebanada transversal (10 x 10 elementos) pero tan solo un elemento en el espesor. Por lo tanto, si se tiene un problema de flexión, los gradientes de tensión que aparecerán a lo largo del espesor de la placa no van a ser recogidos por la malla, obteniendo así resultados no representativos de lo que ocurre en realidad. La malla ejemplo comentada se puede ver en la figura 5-14.

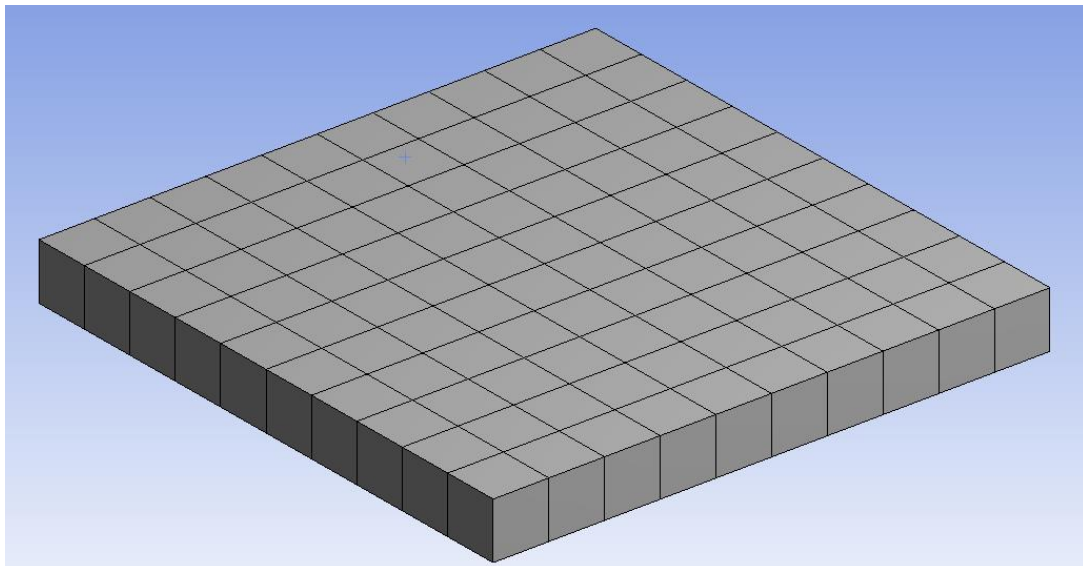


Figura 5-14 - “*Body Sizing*” sobre placa con elementos sólidos.

Fuente: Elaboración propia.

Si además del “*Body Sizing*” se utilizaran “*Face Sizing*” para introducir tamaños en caras, se estaría incurriendo en redundancia, ya que, a la cara en cuestión, se le está dando el parámetro de

mallado por ambas herramientas de tamaño. En este caso, el programa toma la última como orden final. En el caso de la figura 5-15, se ha dado un “*Body Sizing*” de 0,1 m a toda la placa, lo que supondría una malla igual a la mostrada anteriormente en la figura 5-14. Sin embargo, dicha herramienta de tamaño se ha superpuesto automáticamente debido a que se ha introducido también una orden de mallado de las cuatro caras verticales que conforman el canto de la placa con un tamaño de 0,01 m.

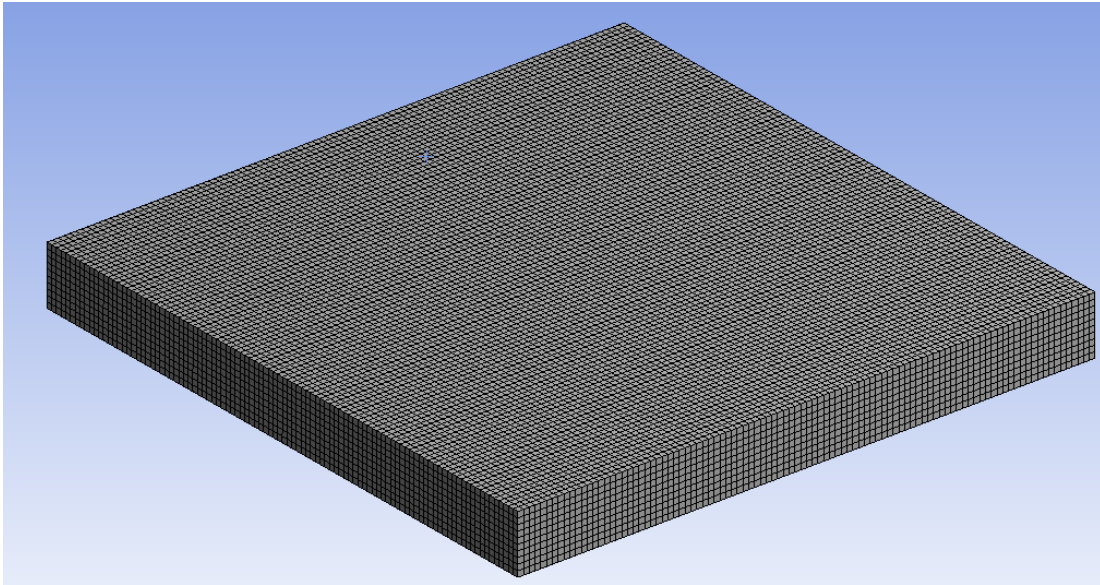


Figura 5-15 - “*Face Sizing*” sobre caras del canto superponiendo “*Body Sizing*” con elementos sólidos.

Fuente: Elaboración propia.

El resultado es que las caras se mallan con el tamaño deseado, 0,1 m, obteniendo una malla fina en el espesor, como se pretendía. Sin embargo, la opción de mallado del cuerpo a 0,1 m se ha perdido, porque, como se ha comentado, ANSYS elimina la opción que haya sido pisada parcial o totalmente por otra opción. Al eliminar el “*Body Sizing*”, el resto de la placa queda sin parámetros de mallado, por lo que automáticamente realiza la malla de forma que sea acorde a lo que tiene alrededor y si está modelado. Por ello, las superficies inferior y superior acaban teniendo el mismo tamaño que las cuatro superficies del canto de la placa.

Con este ejemplo, el empleo del “*Body Sizing*” cuando se tiene una pieza con una o varias dimensiones de tamaños distintos al resto queda descartado. Sin embargo, el resultado es el mismo (figura 5-15 es igual a figura 5-16) si se introduce “*Face Sizing*” a todas las caras, aunque el tamaño sea distinto. En este caso se le ha dado un tamaño de 0,1 m a las caras superior e inferior y luego, un tamaño de 0,01 m a las 4 caras que conforman el contorno de la pieza.

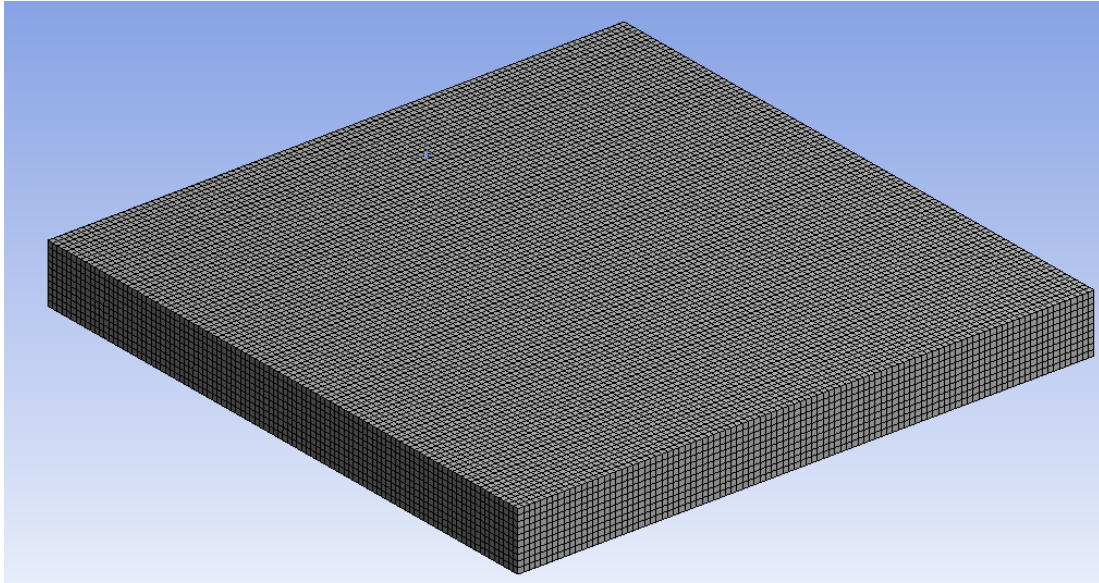


Figura 5-16 - “Face Sizing” sobre todas las caras con elementos sólidos pero distinto tamaño.

Fuente: Elaboración propia.

El problema que surge es el mismo que surgió con anterioridad; existe redundancia de parámetros de mallado en entidades geométricas. Antes, entre el “Body Sizing” y el “Face Sizing” ocurría con las caras. En este caso, entre dos “Face Sizing” ocurre en las aristas. Las aristas que conforman el contorno de las superficies superior e inferior pertenecen tanto a las superficies malladas a 0,1 m como a las superficies malladas a 0,01 m. Al haber introducido primero el parámetro sobre las superficies inferior y superior y luego sobre las cuatro que conforman el contorno, los parámetros introducidos sobre las aristas de éstas últimas se superponen sobre los parámetros introducidos por las superficies superior e inferior. Una vez olvidados los parámetros de las superficies inferior y superior y llevados a cabo los de las cuatro superficies laterales, el resto de la pieza se malla automáticamente de forma acorde a la malla existente, obteniéndose así el resultado mostrado en la figura 5-16.

Por lo tanto, de forma contraria a lo que uno puede pensar, tampoco es válido introducir un mallado sobre caras (“Face Sizing”) si se tienen una o varias dimensiones distintas a las demás.

Finalmente, si se trabaja con un “Face Sizing” de 0,1 m sobre las caras inferior y superior y con un “Edge Sizing” de 0,01 m sobre las aristas verticales que conforman en canto de la placa, el resultado que se obtiene sí es el adecuado, como se puede observar en la figura 5-17.

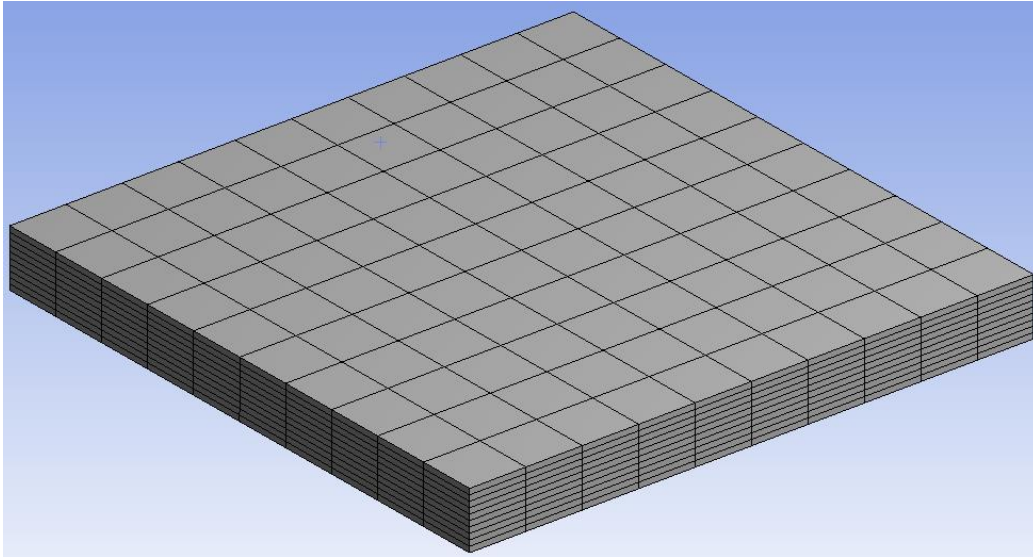


Figura 5-17 - Combinación de “*Face Sizing*” y “*Edge sizing*”.

Fuente: Elaboración propia.

Se puede observar como ahora sí, las caras superior e inferior tienen un tamaño adecuado para el ejemplo y en el espesor se tienen suficientes divisiones como para representar los gradientes de tensión que se tendrían en un hipotético caso de flexión fuera del plano.

En caso de modelarse la placa como una lámina, se mallaría con elementos tipo “Shell”. Esto implica que solo importan dos dimensiones, la tercera se dimensión (el espesor) se le dará como dato y el propio programa se encargará de su inclusión en la realización de los cálculos. Para estos casos, las herramientas “*Body Sizing*” y “*Face Sizing*” representarían lo mismo, ya que la geometría solo son dos caras con la misma única malla. Si la placa tuviera una forma donde una dimensión fuera mucho mayor que la otra, habría que emplear la herramienta “*Edge Sizing*” para poder ajustar los tamaños por zonas. Esto suele ser muy habitual cuando existen agujeros. En dicho caso se pueden emplear otras herramientas que faciliten el mallado.

Con esta simple pero extensa explicación, se han presentado las tres herramientas que se utilizan para dar tamaño a la malla. Sin embargo, existen muchas otras herramientas útiles, cada una con sus aspectos a destacar. A continuación, se comentan tres herramientas que suelen utilizarse con asiduidad en la creación de mallas en ANSYS Workbench.

La herramienta “*Face Meshing*” es de mucha utilidad cuando se tienen geometrías modeladas con elementos tipo “Shell” y que presentan irregularidades como agujeros o formas no lineales.

“*Face Meshing*” permite que las caras seleccionadas se mallen de forma estructurada. Suele utilizarse a la par que el método “*Hex Dominant*”. Es decir, se le dice a la cara que malle de forma estructurada (“*Face Meshing*”) con elementos cuadrados si es una geometría bidimensional, o hexaédricos si es tridimensional (“*Hex Dominant*”).

En geometrías bidimensionales no hay fallo posible. Sin embargo, en geometrías tridimensionales el espesor cobra importancia. El problema es muy similar al comentado en el ejemplo de la placa; si se tienen herramientas definidas sobre caras y el resto de la geometría libre, el programa mallará de forma automáticamente lo que queda libre, intentando hacerlo acorde a los parámetros establecidos sobre el resto de la geometría. Dicho mallado automático funciona bien si la

geometría es simple (por ejemplo, en la placa). Sin embargo, si la geometría es compleja (agujeros, curvatura...) el mallado automático puede conllevar distorsiones importantes y, por tanto, problemas de convergencia o incluso de exactitud de resultados.

Es fundamental comentar que para utilizar la herramienta “*Face Meshing*”, la cara ha de ser mapeable. Una cara es mapeable siempre y cuando tenga como máximo cinco lados y un lado curvo. Es decir, si tiene cinco lados en total de los cuales uno es curvilíneo es mapeable. Si tiene cuatro lados todos rectos también lo es. Si tiene cinco lados y todos rectos también lo es. Si tiene cuatro lados con dos de ellos curvilíneos no es mapeable.

Otra herramienta útil es la de refinamiento, “*Refinement*”. Suele utilizarse en zonas donde existen concentradores de tensión como agujeros, por ejemplo. Puede aplicarse sobre cuerpos, caras y aristas. Tiene tres grados de refinamiento, cada cual mayor (menor tamaño del elemento). El nivel 1 es el mínimo refinamiento y el 3 el máximo. Se utiliza para evitar tener que pensar demasiado en no hacer redundantes los parámetros de tamaño de malla que se han presentado con anterioridad en el ejemplo de la placa. Sin embargo, esta opción suele consumir mucho computacionalmente, haciendo que la resolución sea más lenta. Si puede evitarse su uso siempre se obtendrá un resultado mejor en el aspecto computacional.

Para finalizar con la presentación de algunas herramientas útiles para el mallado, se presenta la herramienta “*Contact Sizing*”. Esta opción permite generar una malla topológicamente adecuada para que el contacto converja con relativa facilidad durante la resolución. Sin embargo, como todas las herramientas, si la geometría de contacto es demasiado compleja puede resultar inservible debido al alto coste computacional que provoca durante la resolución.

A continuación, se procede a explicar los parámetros de mallado utilizados para la unión. Al igual que para las particiones se comentan por separado los parámetros tomados para el mallado del tornillo y de la tuerca, aunque sean similares. Los parámetros de mallado dados suponen una malla final de 450 000 elementos. El número de divisiones puede modificarse para obtener mallas funcionales de mayor y menor tamaño.

5.2.1 Tornillo

Como se ha comentado en el apartado de particiones, el tornillo está dividido en 4 grandes partes; la cabeza, la zona de transición, la caña y la rosca. A continuación, se explican por separado los parámetros de mallado de dichas partes.

5.2.1.1 Cabeza

La cabeza del tornillo tiene las particiones mostradas en la figura 5-18.

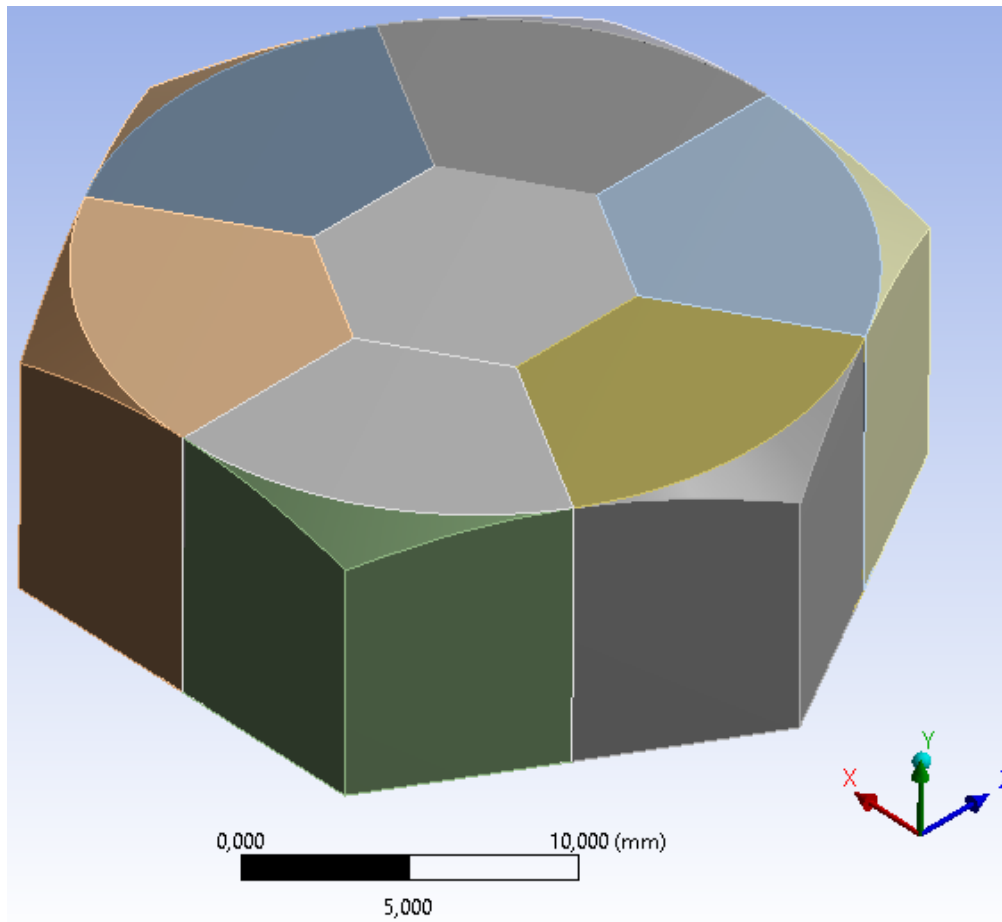


Figura 5-18 - Particiones de la cabeza en Mechanical.

Fuente: Elaboración propia.

Al ser las geometrías relativamente complejas, se decide utilizar el mallado con “*Edge Sizing*” sobre todo, dejando al programa mallar de forma automática las partes que se dejen con tal libertad.

El núcleo hexagonal del tornillo y la primera capa externa son cuerpos fácilmente construibles utilizando una única operación de extrusión. Por tanto, serán mallados mediante el método de barrido, “*Sweep*”.

Los cuerpos que representan los picos de la cabeza del tornillo son mucho más complejos debido al ángulo de inclinación y a la dimensión infinitesimal que se produce en los extremos. Estos cuerpos, si no se modifican con nuevas particiones, solo pueden ser mallados mediante elementos tetraédricos.

Debido a la poca importancia de cara al análisis de los cuerpos que representan los picos de la cabeza del tornillo, se deja libre el tamaño de los elementos de la malla en dichos cuerpos.

El tamaño (o número de divisiones) de las aristas del resto de cuerpos sí es fundamental, ya que las aristas situadas en planos paralelos al XZ serán coincidentes con otras aristas de la zona de transición, los cuales a su vez serán coincidentes con aristas de la caña y así a lo largo de todo el tornillo. Por lo tanto, por ejemplo, el número de divisiones que se establezca para el lado del hexágono será el mismo para todo el núcleo del tornillo.

El tamaño o número de divisiones de las aristas verticales es importante también, ya que dentro de los cuerpos de la cabeza existen multitud de ellos que tienen aristas verticales coincidentes. Hay que tratar el problema con cuidado para no crear redundancias de parámetros. Además, el número de divisiones del hexágono y de la arista circunferencial de la capa externa ha de ser el mismo de modo que la malla no presente distorsiones y pueda construirse de forma ordenada.

En la tabla 5-1 expuesta a continuación se presentan los tamaños o el número de divisiones de las aristas de la cabeza tomados para el modelado de esta.

Identificación de la arista	N.º de divisiones
Lado hexágono	4
Radial	4
Circunferencial	4
Altura o longitud	6

Tabla 5-1 - Parámetros de mallado de las aristas de la cabeza.

Fuente: Elaboración propia.

Es importante destacar que con cuatro se quiere decir que cada lado del hexágono tendrá 4 divisiones. Así como 4 en circunferencial quiere decir que cada arco de circunferencia tiene 4 divisiones. Si hay 6 arcos se tienen un total de 24 divisiones en la circunferencia inscrita del tornillo.

La malla resultante en la cabeza es la siguiente:

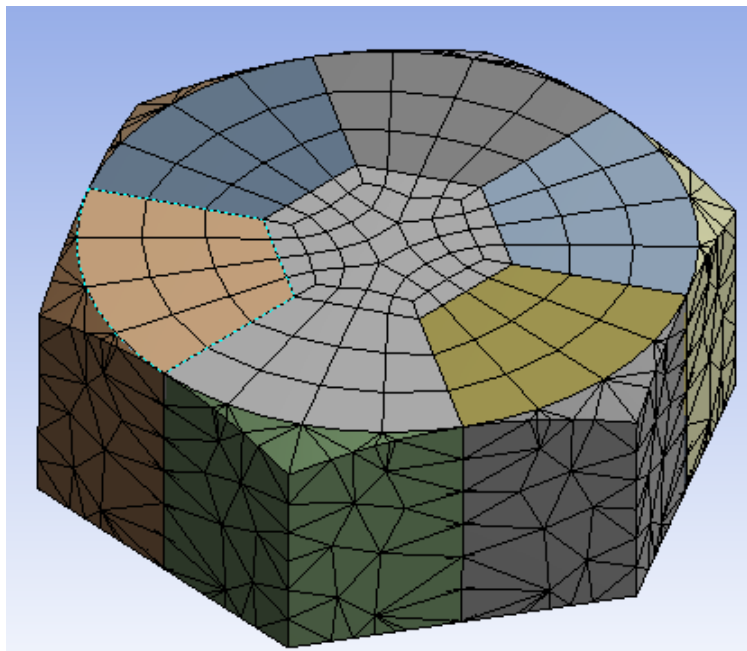


Figura 5-19 - Malla de la cabeza.

Fuente: Elaboración propia.

5.2.1.2 Zona de transición

La zona de transición del tornillo tiene las particiones mostradas en la figura 5-20.

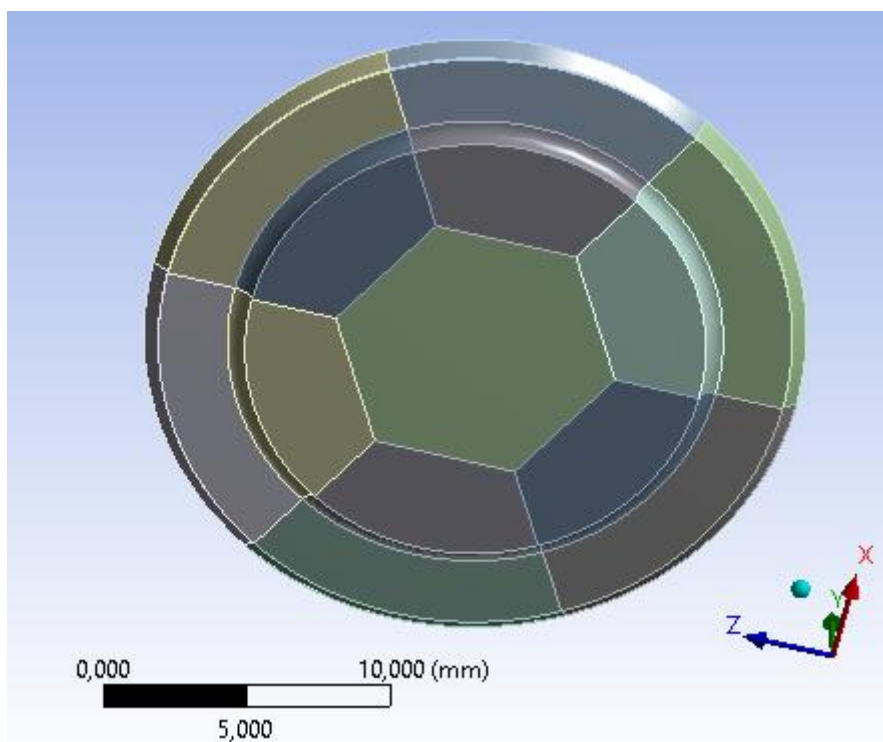


Figura 5-20 - Particiones de la zona de transición en Mechanical.

Fuente: Elaboración propia.

La explicación en este caso y en los próximos, en general, es más sencilla. La razón de ello es que los parámetros dados al núcleo hexagonal y a la primera capa externa de la cabeza (no a los picos de esta) se mantendrán de forma automática a lo largo de toda la pieza. Definir herramientas de tamaño de malla sobre las mismas aristas, pero en la zona de transición no haría más que hacer redundancias innecesarias. Al igual que con el tamaño, el método de mallado elegido también se mantiene. El método que se eligió para la cabeza y que permanecerá para el resto del tornillo en las zonas comentadas es el método “Sweep”.

Las aristas que van en dirección “Y” (verticales) de los cuerpos de la zona de transición si son importantes, ya que controlarían la densidad de malla en los planos transversales. Estas aristas no son redundantes con ninguna otra, por lo que deben ser definidas.

En la tabla 5-2 expuesta se muestran las dimensiones dadas a dichas aristas.

Identificación de la arista	N.º de divisiones
Altura o longitud del chaflán	3
Altura o longitud del radio de acuerdo	4

Tabla 5-2 - Parámetros de mallado de las aristas de la zona de transición.

Fuente: Elaboración propia.

La malla resultante en la zona de transición es la siguiente:

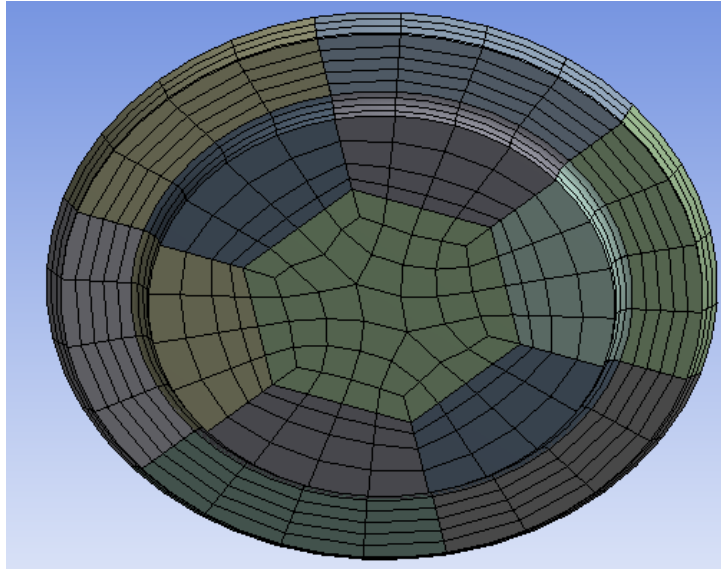


Figura 5-21 - Malla de la zona de transición.

Fuente: Elaboración propia.

Puede observarse como la zona del núcleo y la primera capa externa son iguales que las obtenidas en la cabeza del tornillo.

5.2.1.3 Caña

La caña del tornillo tiene las particiones mostradas en la figura 5-22. En este caso se muestran también las de las zonas ya realizadas para que sea más fácil observar la orientación de la caña.

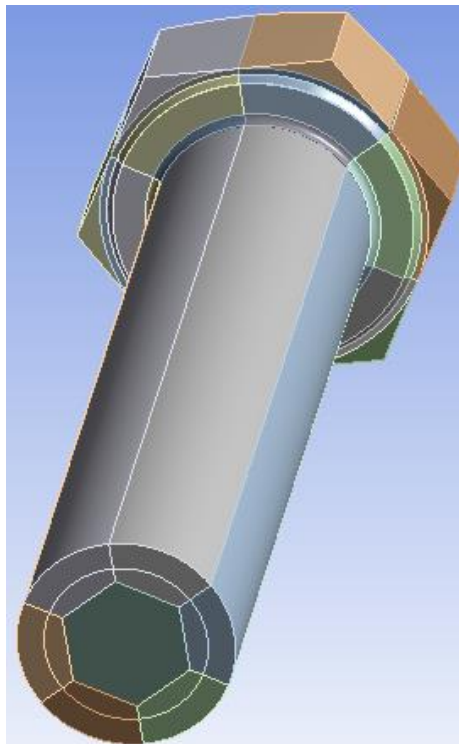


Figura 5-22 - Particiones de la caña en Mechanical.

Fuente: Elaboración propia.

Puede observarse como ahora se tiene una huella nueva sobre los cuerpos de la caña. Esta huella es la de la rosca. Cuando se realizaron las particiones se comentó que la zona de la rosca tendría una zona de núcleo hexagonal, otra de transición hexaédrica y una última externa tetraédrica. La circunferencia intermedia que aparece en la caña coincide con el diámetro externo de la zona de transición de la rosca y el interno de la capa externa de la rosca. Estas aristas deberán mallarse con cuidado teniendo en cuenta que son comunes tanto a la rosca como a la caña.

En la tabla 5-3 expuesta se muestran las dimensiones dadas a dichas aristas.

Identificación de la arista	N.º de divisiones
Circunferencial	4
Altura o longitud de la caña	20 (con “ <i>bias</i> ”)
Radial interna	Libre
Radial externa	2

Tabla 5-3 - Parámetros de mallado de las aristas de la caña.

Fuente: Elaboración propia.

Se introduce un “*bias*” simétrico respecto al centro a la longitud de la caña. De este modo, se consiguen divisiones mayores en la zona central y menores en las zonas externas. Este aspecto es muy importante para tener un mallado que tenga transiciones suaves de tamaño ya que la zona de transición y la rosca presentan un mallado fino mientras que la caña presenta un mallado grueso. El factor de “*bias*” dado es de 4.

Se dejan libres las aristas radiales externas porque si se fijan tanto las externas como las internas se obtendría redundancia sobre las aristas radiales de los cuerpos mallados con anterioridad. Si solo se fija un número de divisiones, el otro será establecido automáticamente para que la malla sea longitudinalmente acorde. Forzando a que el número de divisiones sea de dos en las aristas radiales externas se consigue una malla en la caña muy similar a las anteriores como se puede observaren la figura 5-23.

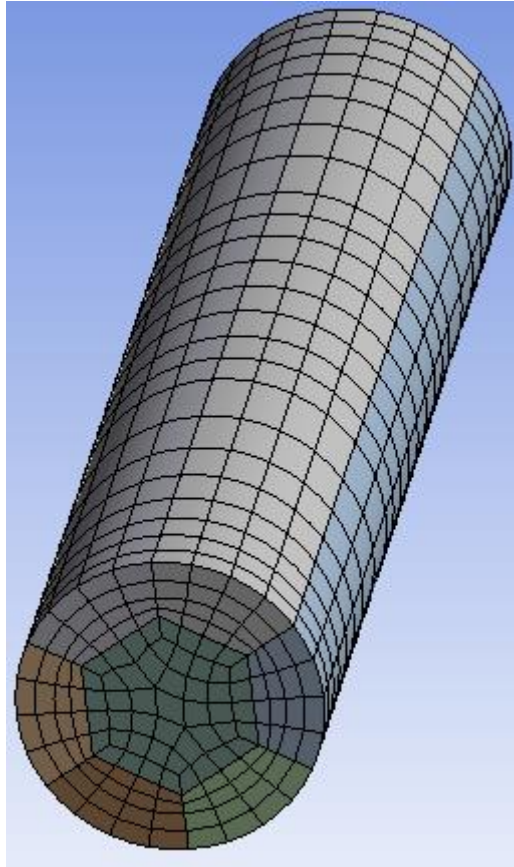


Figura 5-23 - Malla de la caña.

Fuente: Elaboración propia.

Puede observarse como la zona del núcleo y la primera capa externa son iguales que las obtenidas en el resto del tornillo.

5.2.1.4 Rosca

La rosca del tornillo tiene las particiones mostradas en la figura 5-24. Esta sección es la que más cuerpos tiene ya que cuenta con dos transiciones, dos zonas lejanas, la zona coincidente y el chaflán final. Cada una tiene el núcleo hexagonal, los seis cuerpos que conforman la primera capa externa y los otros seis cuerpos que conforman la segunda capa externa.

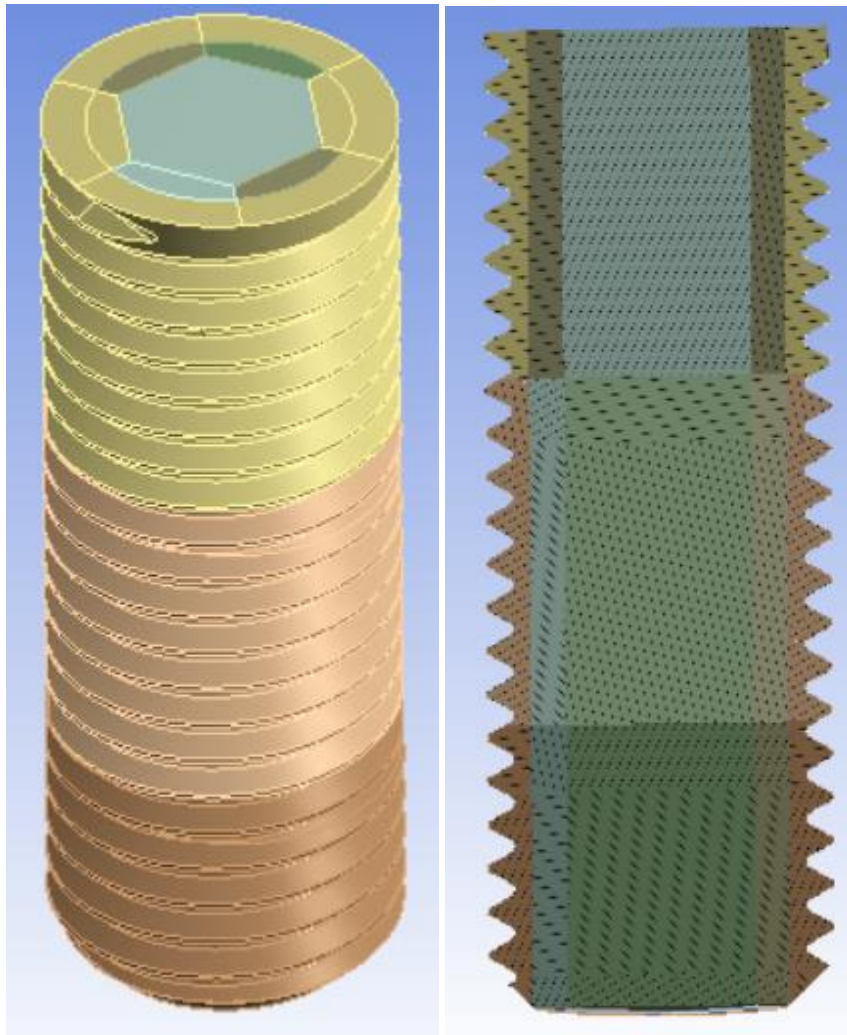


Figura 5-24 - Particiones de la rosca del tornillo en Mechanical.

Fuente: Elaboración propia.

La estrategia para definir los parámetros de mallado pasa a ser dando tamaños en lugar de divisiones. En el artículo *Modeling Threaded Bolted Joints in ANSYS Workbench* de Michael Oliver [10] se aconseja que el tamaño máximo de los elementos de una rosca sea $\frac{1}{4}$ del paso de la rosca. Por lo tanto, para la rosca de 2 mm de paso que se tiene en este modelado, el tamaño máximo de los elementos será de 0,5 mm.

Como se comentó anteriormente, los elementos que se utilizarán serán tetraédricos en la segunda capa externa y hexaédricos en el núcleo y en la primera capa externa o capa intermedia.

Los cuerpos internos mallados con elementos hexaédricos solo requieren de parámetros de mallado en las aristas longitudinales. Las radiales y circunferenciales vendrán dadas por los cuerpos mallados previamente, al igual que ocurría en los cuerpos anteriores.

Los cuerpos de la segunda capa externa de la zona coincidente de la rosca son mallados mediante dos “*Face Sizing*”, ambos de las mismas dimensiones para evitar discordancia de tamaños. Las caras tomadas son las crestas y los valles, como se puede apreciar en las figuras 5-25 y 5-26.

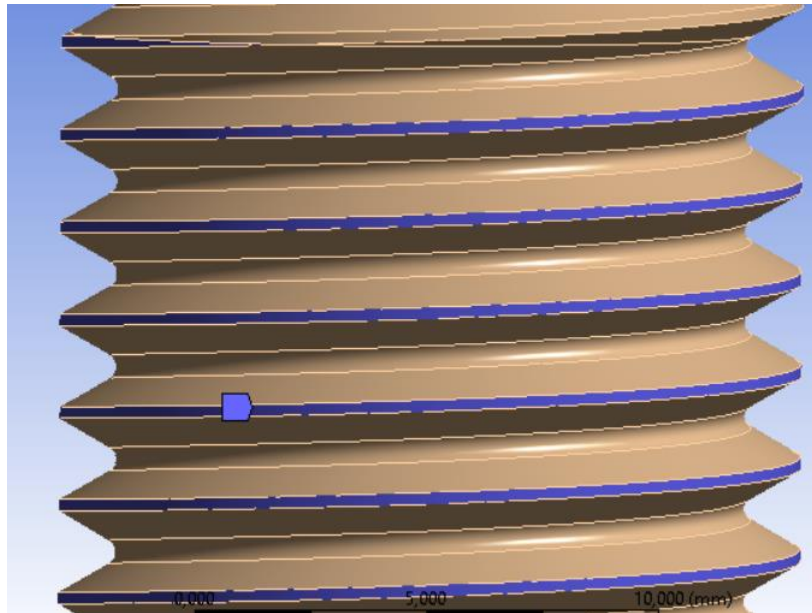


Figura 5-25 - Caras cresta o pico de la rosca del tornillo coincidente.

Fuente: Elaboración propia.

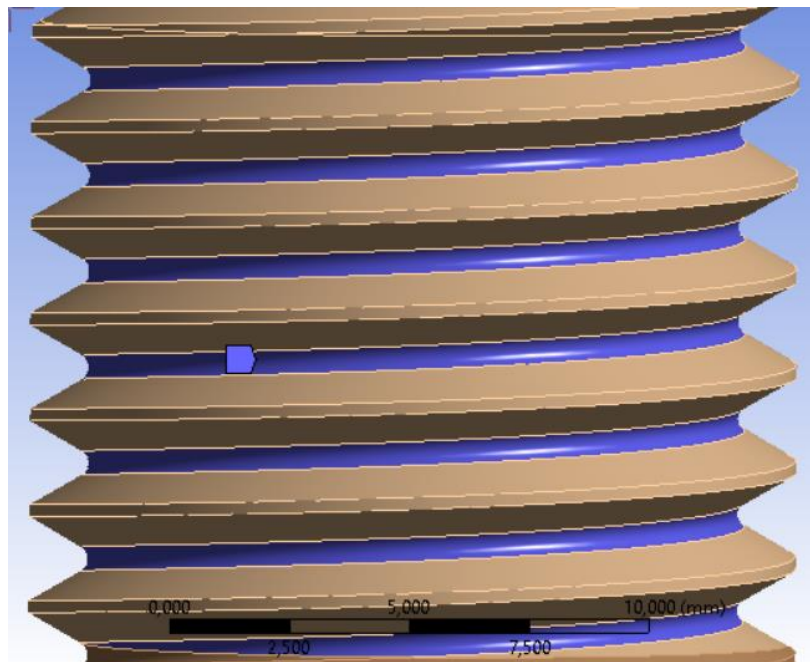


Figura 5-26 - Caras valle de la rosca del tornillo coincidente.

Fuente: Elaboración propia.

El tamaño de los elementos situados en dichas caras es el más pequeño, 0,1 mm, debido a que es la zona por donde se prevé que rompa el tornillo. Además, es un concentrador de tensiones, por lo que será donde se obtengan más gradientes de tensión. El tamaño de 0,1 mm cumple con que es menor que 0,5 mm, $1/4$ del paso del tornillo.

También se mallan mediante “*Face Sizing*” las caras de contacto del tornillo con la tuerca. El tamaño dado es de 0,3 mm, que sigue cumpliendo con ser menor que $1/4$ del paso del tornillo. Debe ser un tamaño fino, aunque no tanto como el de los picos y valles.

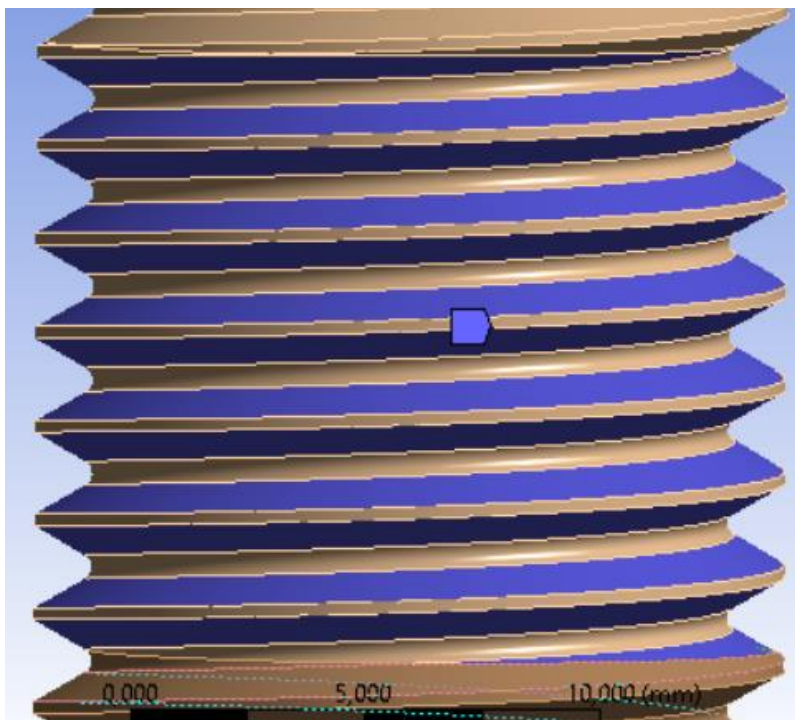


Figura 5-27 - Caras de contacto de la rosca del tornillo con la tuerca.

Fuente: Elaboración propia.

Existen cinco zonas de rosca dentro de la segunda capa externa. Dos de ellas cercanas a la rosca coincidente, las cuales harán de transición. Dos lejanas a la zona coincidente, que irán malladas más gruesas. Y la última es el chaflán del tornillo, que se dejará libre.

Los parámetros de mallado de las dos roscas de transición se dan con un “*Body Sizing*” de tamaño 0,5 mm, que es el máximo para una zona roscada según Michael Oliver en su artículo [10].

Finalmente, los parámetros de mallado de las dos roscas lejanas a la rosca coincidente se dan mediante otro “*Body Sizing*” con valor 0,7 mm que, a pesar de sobrepasar el límite del cuarto del paso, es un tamaño asequible para minorar la diferencia de tamaño de elementos con la caña y el chaflán.

En la tabla 5-4 expuesta se muestran las dimensiones dadas a los distintos cuerpos y caras.

Identificación del cuerpo o cara	Tamaño [mm]
Altura o longitud núcleo y 1ª capa ext.	0,5
Cara pico o cresta zona coincidente	0,1
Cara valle zona coincidente	0,1
Cara contacto zona coincidente	0,3
Cuerpos roscados transición	0,5
Cuerpos roscados alejados	0,7
Chaflán roscado	Libre

Tabla 5-4: Parámetros de mallado de la rosca del tornillo.

Fuente: Elaboración propia.

Las figuras siguientes muestran la malla obtenida en las distintas partes de la rosca del tornillo.

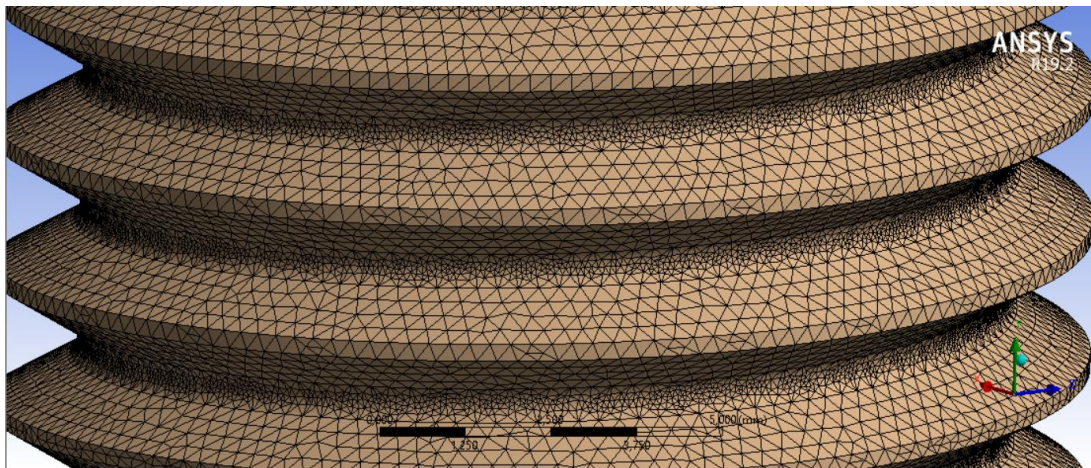


Figura 5-28 - Malla de la rosca del tornillo. Detalle de la rosca coincidente.

Fuente: Elaboración propia.

En la figura 5-29 pueden observarse las transiciones en el tamaño de la malla. Dicho tamaño va haciéndose mayor conforme se avanza hacia los extremos del tornillo.

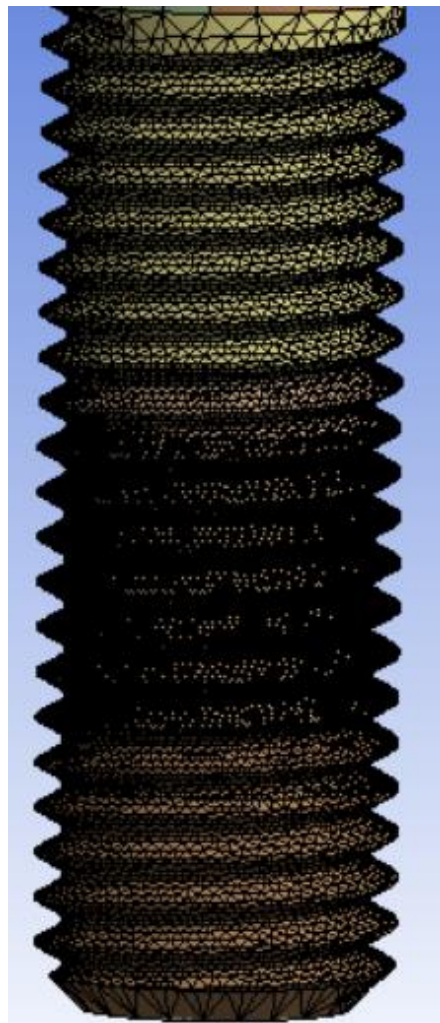


Figura 5-29 - Malla de la rosca del tornillo.

Fuente: Elaboración propia.

En la figura 5-30 puede apreciar la topología de la malla gracias a un corte realizado por la mitad del tornillo.

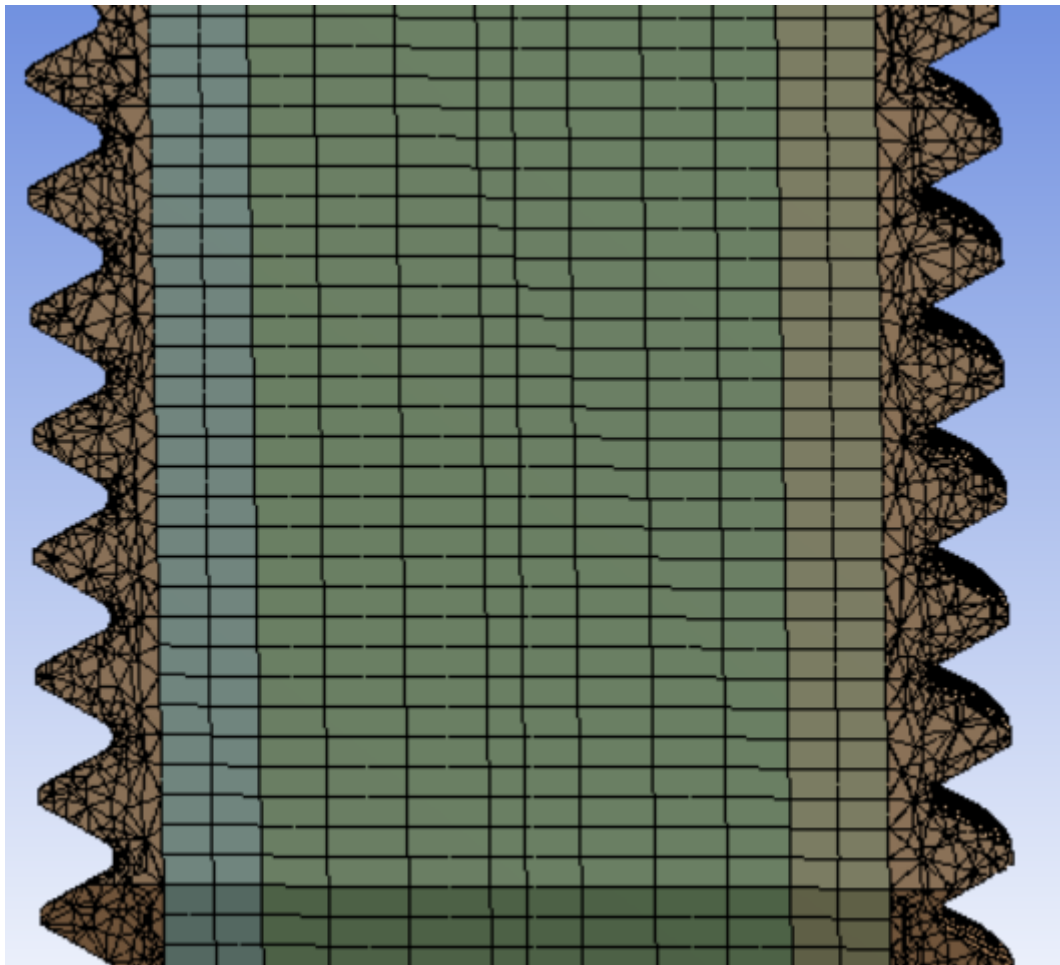


Figura 5-30 - Malla de la rosca del tornillo. Corte.

Fuente: Elaboración propia.

Con este apartado quedan explicados todos los parámetros de mallado dados para el modelado del tornillo. En la figura 5-31 se muestran todos ellos juntos en el árbol de herramientas utilizadas en el Mechanical de ANSYS Workbench.

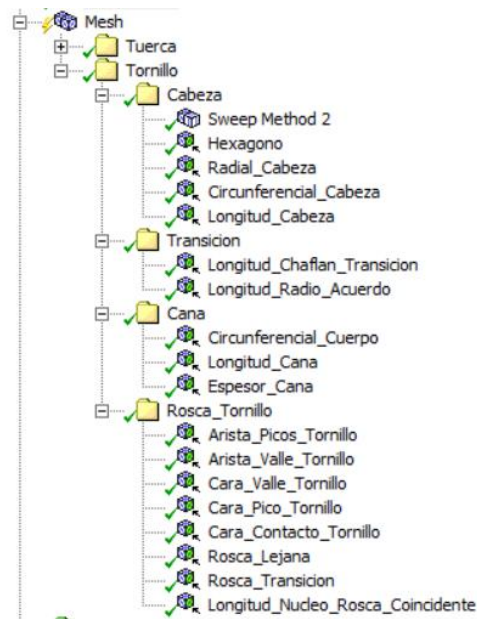


Figura 5-31 - Parámetros de mallado del tornillo.

Fuente: Elaboración propia.

5.2.2 Tuerca

La tuerca tiene las particiones mostradas en la figura 5-32. Consta de la rosca, seis núcleos circunferenciales y los picos.

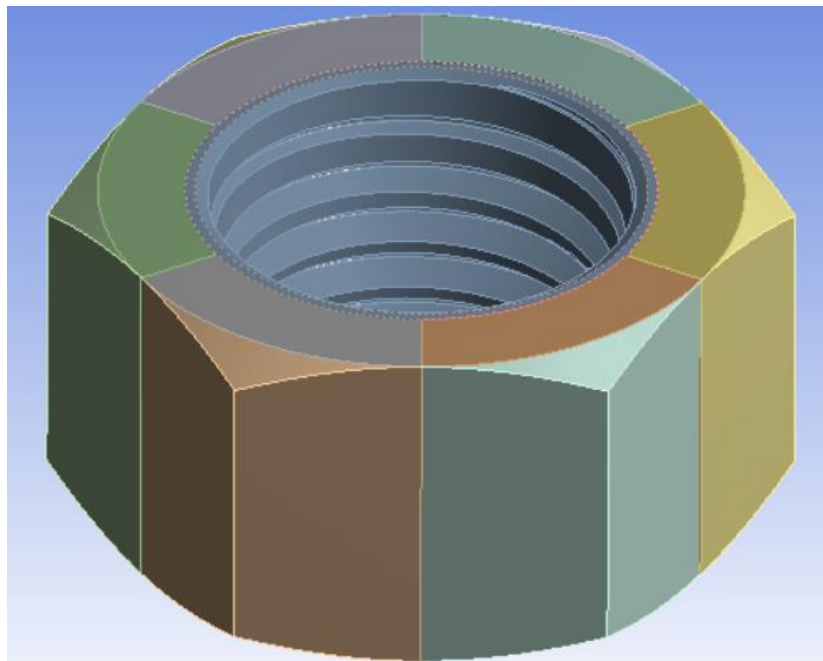


Figura 5-32 - Particiones de la rosca del tornillo en Mechanical.

Fuente: Elaboración propia.

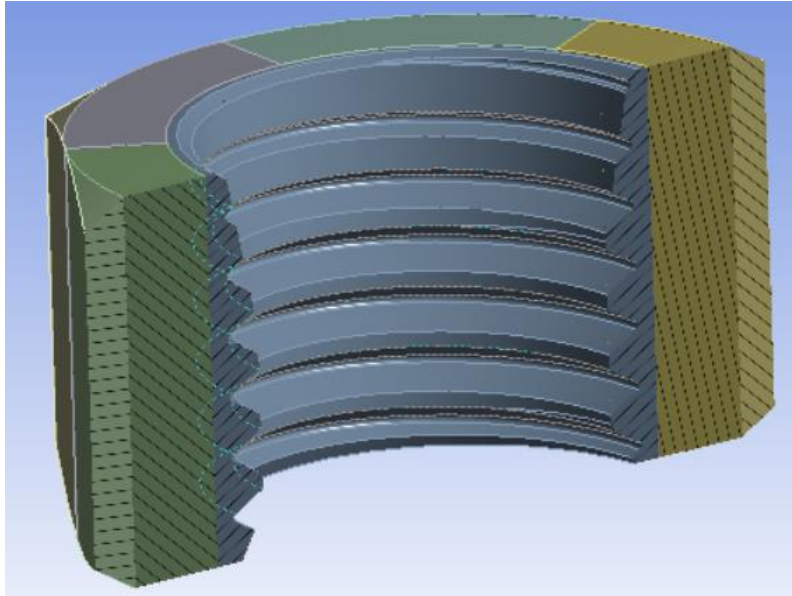


Figura 5-33 - Particiones de la rosca del tornillo en Mechanical. Corte.

Fuente: Elaboración propia.

Los seis núcleos serán modelados con el método “*Sweep*” ya que son geometrías fácilmente construibles, obteniendo así elementos hexaédricos. La rosca y los picos de la tuerca se conformarán de elementos tetraédricos.

Los picos de la tuerca no tendrán medidas, se mallarán de forma automática. El núcleo se modela utilizando “*Edge Sizing*” sobre las aristas longitudinal, radial y circunferencial. La rosca de la tuerca se modela con cuatro “*Face Sizing*”, los cuales se presentan en las figuras siguientes.

Las caras cresta o pico se dividen en dos grupos, las pequeñas y las grandes. Las grandes se deben a la conicidad de la tuerca y tendrán un mallado ligeramente más grueso. Este hecho no interviene en el cálculo porque la zona de rotura siempre es el valle.

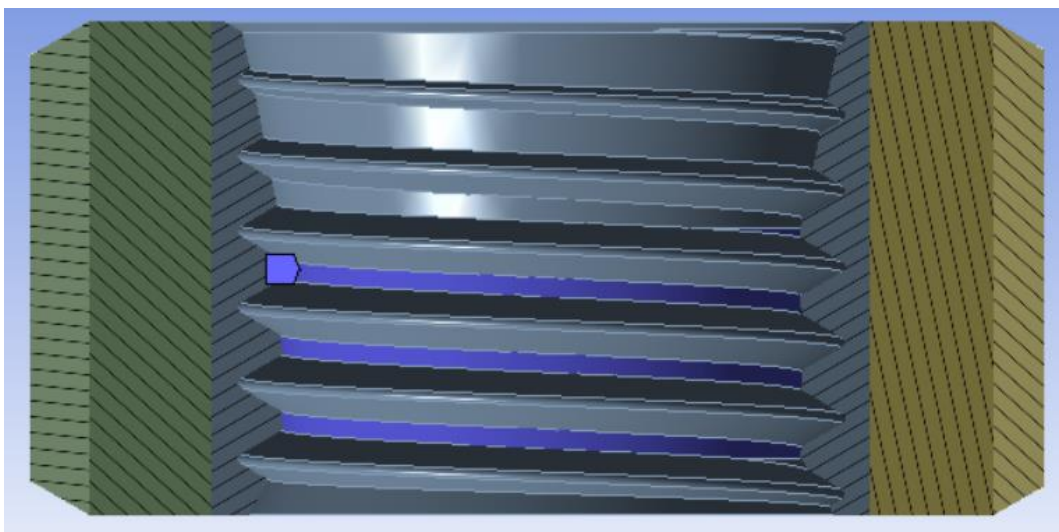


Figura 5-34 - Caras cresta o pico de la rosca de la tuerca.

Fuente: Elaboración propia.

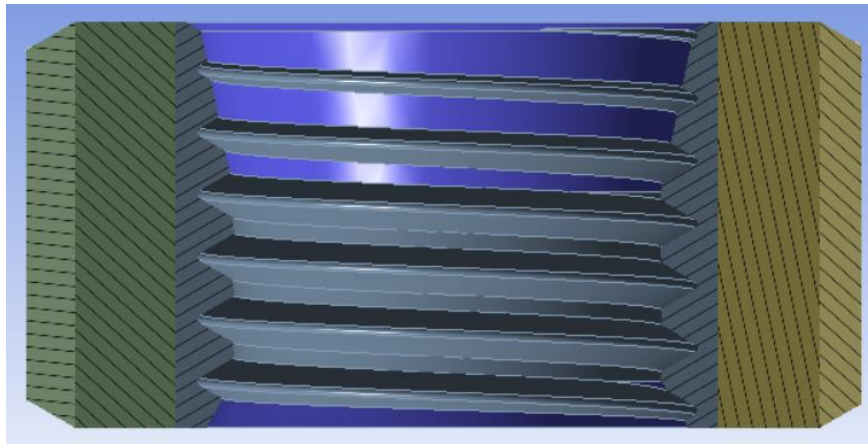


Figura 5-35 - Caras de picos o crestas grandes de la rosca de la tuerca.

Fuente: Elaboración propia.

Las caras valle de la tuerca se mallarán con un tamaño idéntico al de las caras valle de la rosca del tornillo. Igual pasa con las caras de contacto de la tuerca.

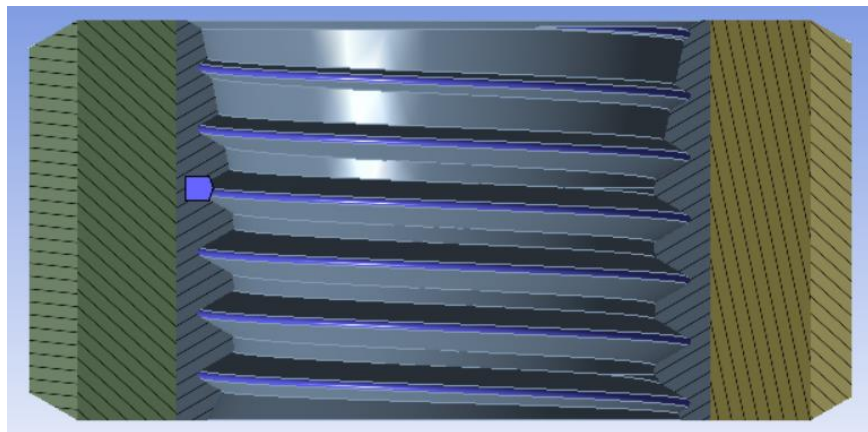


Figura 5-36 - Caras valle de la rosca de la tuerca.

Fuente: Elaboración propia.

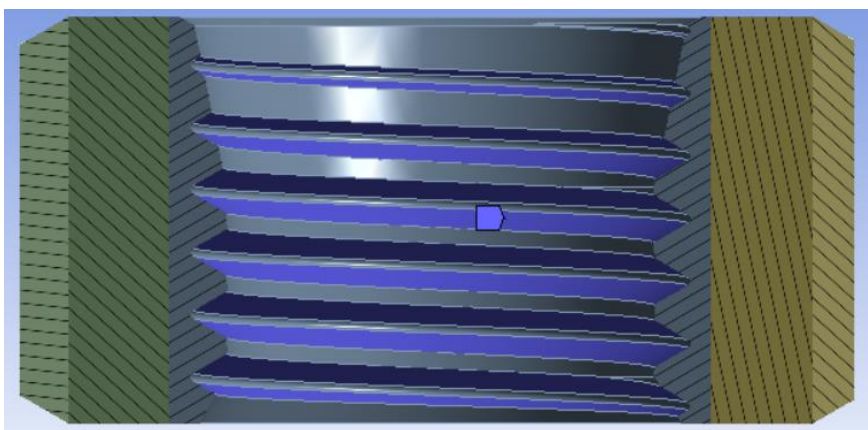


Figura 5-37 - Caras de contacto de la rosca de la tuerca.

Fuente: Elaboración propia.

En la tabla 5-5 expuesta se muestran las dimensiones dadas a las distintas caras y aristas.

Identificación de la cara o arista	Tamaño o número de divisiones
Cara pico o cresta pequeño	0,3 mm
Cara pico o cresta grande	0,4 mm
Cara valle	0,1 mm
Cara contacto	0,3 mm
Arista longitudinal núcleo	13 divisiones
Arista circunferencial núcleo	5 divisiones
Arista radial o espesor núcleo	3 divisiones

Tabla 5-5 - Parámetros de mallado de la rosca del tornillo.

Fuente: Elaboración propia.

Cabe destacar que todos los tamaños de los elementos de la rosca son menores al máximo indicado por Michael Oliver en su artículo Modeling Threaded Bolted Joints in ANSYS Workbench [10], $\frac{1}{4}$ del paso de la rosca, en este caso, 0,5 mm.

Las figuras siguientes muestran la malla obtenida en las distintas partes de la tuerca.

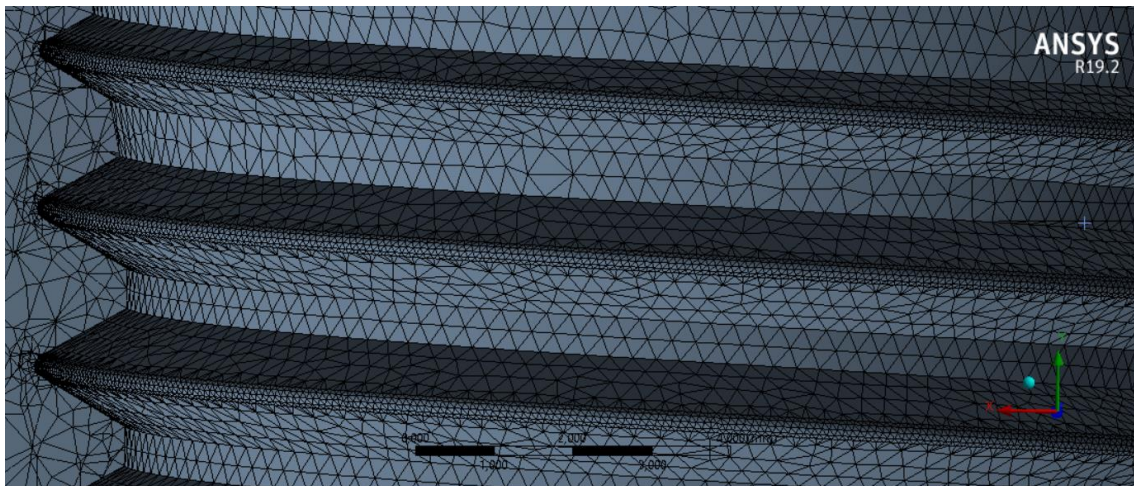


Figura 5-38 - Malla de la tuerca. Detalle de la rosca.

Fuente: Elaboración propia.

En las figuras 5-39 y 5-40 pueden observarse las transiciones en el tamaño de la malla. Dicho tamaño va haciéndose mayor conforme se avanza radialmente hacia el exterior de la tuerca.

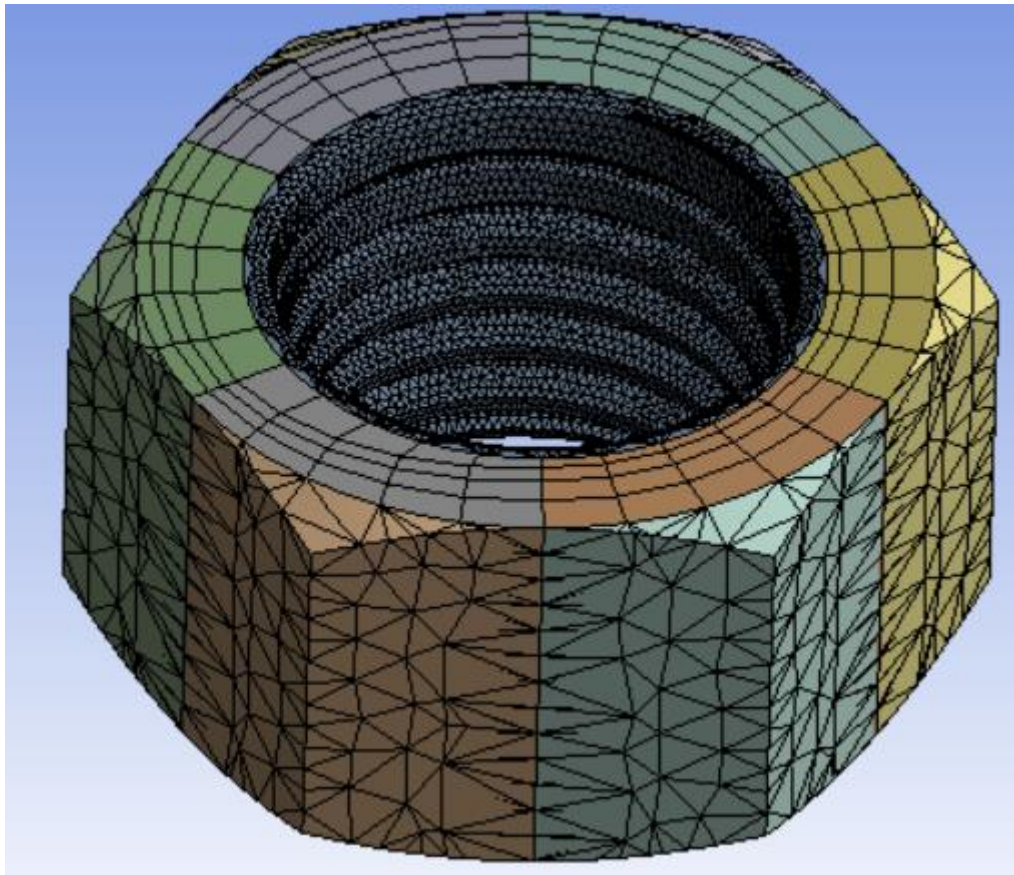


Figura 5-39 - Malla de la tuerca.

Fuente: Elaboración propia.

En la figura 5-40 puede apreciar la topología de la malla gracias a un corte realizado por la mitad del tornillo.



Figura 5-40 - Malla de la tuerca. Corte.

Fuente: Elaboración propia.

Con este apartado quedan explicados todos los parámetros de mallado dados para el modelado de la tuerca. En la figura 5-41 se muestran todos ellos juntos en el árbol de herramientas utilizadas en el Mechanical de ANSYS Workbench.

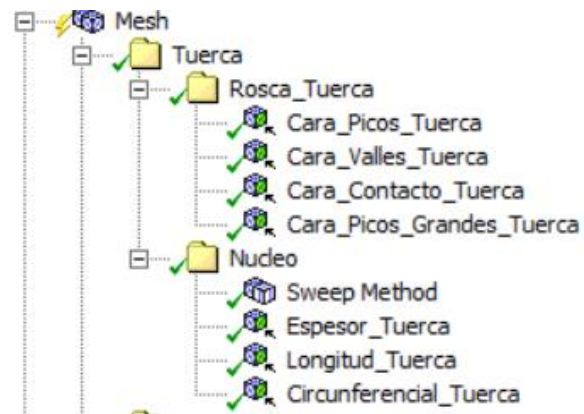


Figura 5-41: Parámetros de mallado de la tuerca.

La malla de la unión tornillo – tuerca queda como se expone en la figura 5-42.

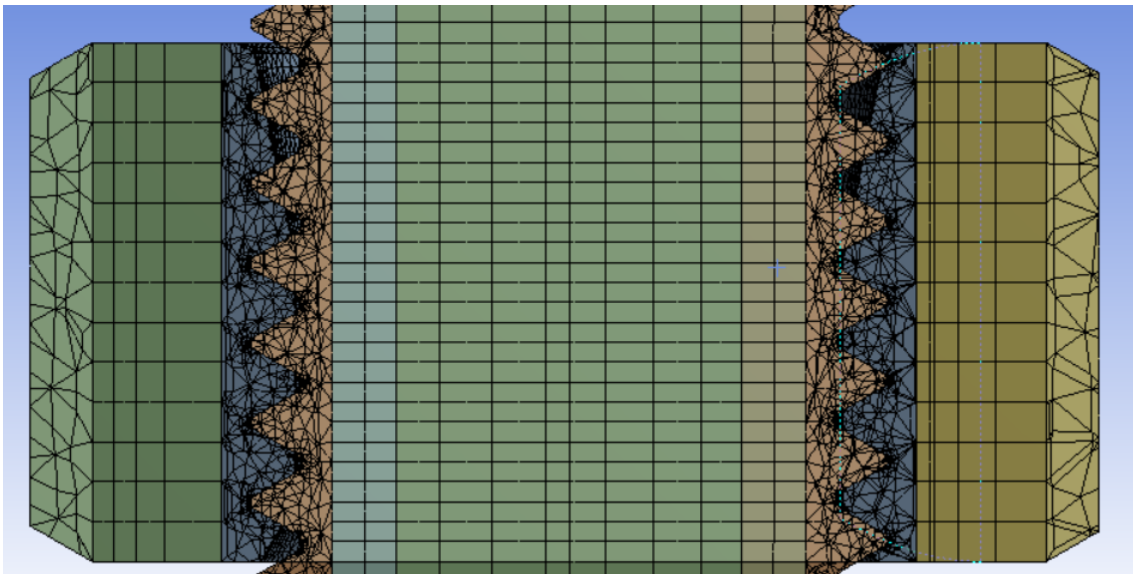


Figura 5-42 - Malla de la unión tornillo – tuerca. Detalle.

Fuente: Elaboración propia.

5.2.3 Unión completa

La unión completa mallada se muestra en la figura 5-43 a continuación.

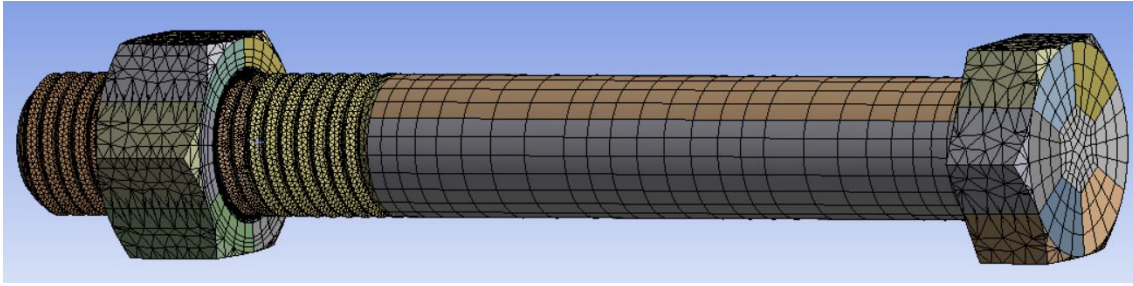


Figura 5-44 - Malla de la unión tornillo – tuerca.

Fuente: Elaboración propia.

Con los parámetros de mallado presentados se obtiene una malla mixta de 452 059 elementos y 762 057 nodos. Los elementos utilizados son Hex20, Tet10 y algunos Pyr15. La calidad media es del 66,45 % y la distorsión media es del 45,84 %. Los valores de calidad deben ser altos y los de distorsión bajos. La malla obtenida es de calidad media. Si se quisiera mejorar bastaría con aumentar la calidad de la malla, sin hacer cambios en las particiones. El tiempo de resolución del problema con este tamaño es de 7 horas aproximadamente en un ordenador con procesador i7. Aumentar la densidad de malla conllevará un mayor tiempo de computación.

En las figuras 5-45 y 5-46 se muestran las calidades de la malla de la unión y del detalle de la rosca. Puede observarse como las calidades más pobres se dan en zonas de poca influencia en el cálculo como el chaflán de la rosca del tornillo o los picos de la cabeza y la tuerca, sobre todo.

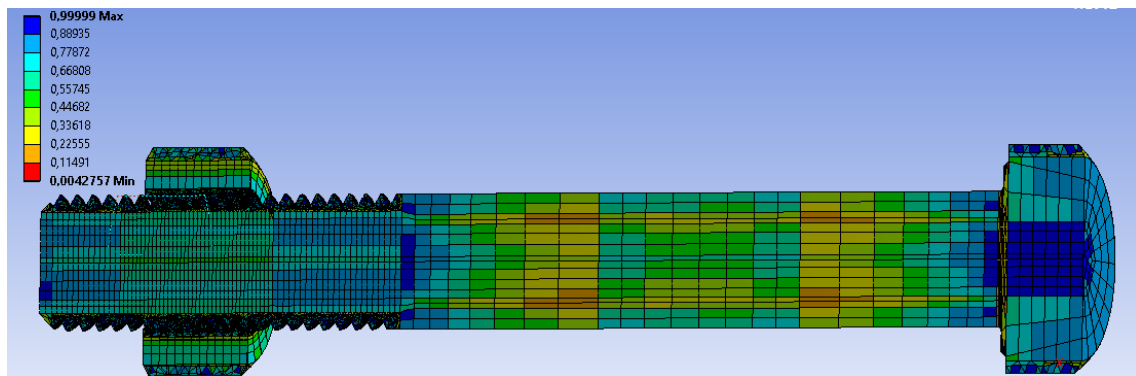


Figura 5-45 - “Orthogonal quality” unión.

Fuente: Elaboración propia.

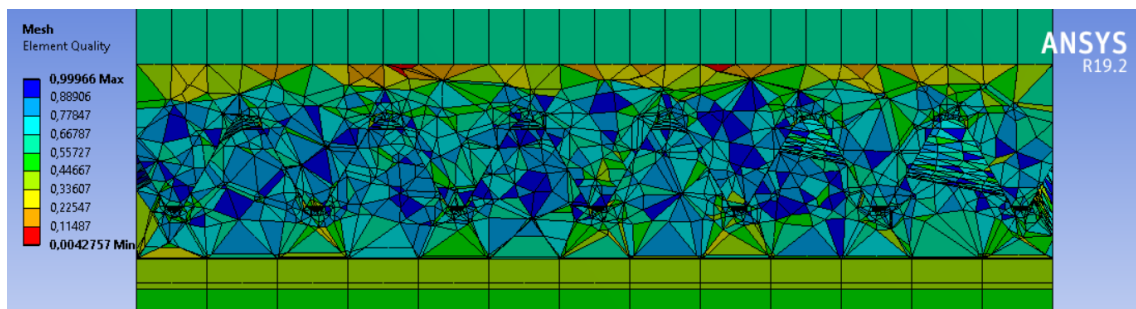


Figura 5-46 - “Orthogonal quality” unión. Detalle.

Fuente: Elaboración propia.

Algo similar ocurre con la distorsión, como puede observarse en las figuras 5-47 y 5-48. Sin embargo, es importante destacar que en el caso de la distorsión conviene obtener valores pequeños, al contrario que con la calidad.

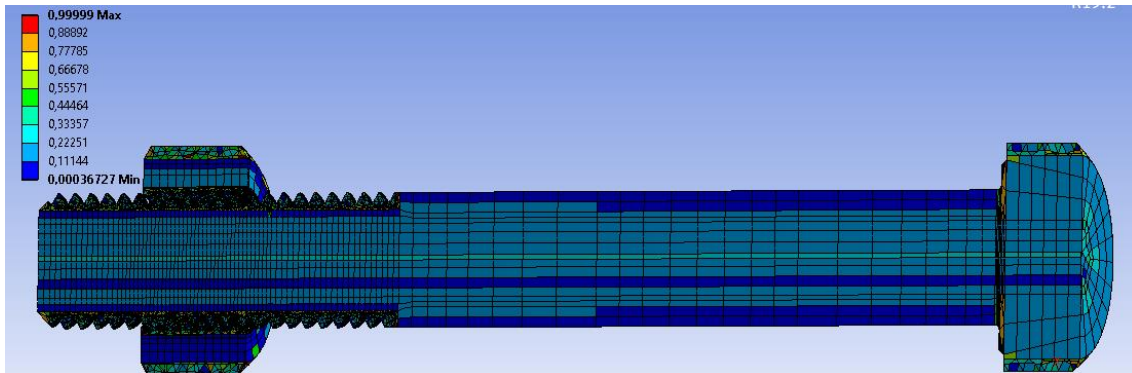


Figura 5-47 - “Skewness” unión.

Fuente: Elaboración propia.

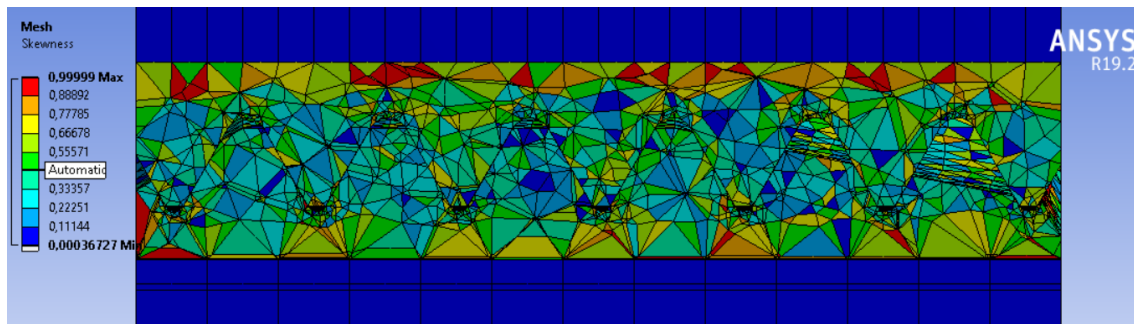


Figura 5-48 - “Skewness” unión. Detalle.

Fuente: Elaboración propia.

A pesar de que la malla de este modelo de 450 000 elementos es todavía mejorable, su elevado coste computacional hace inviable el poder realizar pruebas con él. Por ello, se construye otro modelo variando los parámetros de mallado. Este nuevo modelo consta de 100 000 elementos. Con este segundo modelo se pueden realizar distintas pruebas, las cuales son necesarias para establecer las condiciones de contorno a utilizar, para el modelado del contacto entre el tornillo y la tuerca, etc...

6 MODELADO DEL CONTACTO

El que quiere algo conseguirá un medio, el que no, una excusa.

- Stephen Dolley -

El contacto entre las roscas del tornillo y de la tuerca ha de modelarse en el subprograma Mechanical de ANSYS Workbench. Existen multitud de opciones a la hora de diseñar el contacto entre piezas. En este apartado se presentarán algunos tipos de contacto, las características necesarias para modelarlo y las opciones seleccionadas para el análisis de la unión atornillada.

Hay una gran cantidad de posibilidades para modelar los contactos entre piezas. Los contactos pueden ser entre cuerpos, superficies o incluso aristas. Se denomina “contacto” a la situación en la que dos superficies se tocan de modo que se mantienen tangentes una a la otra. Cuando dos superficies están en contacto no existe penetración entre ambas y se transmiten entre sí cargas de compresión y de fricción, normalmente no de tracción ya que se produciría la separación.

Todo contacto modelado debe contener dos tipos de cuerpos. Uno será “Target” y otro “Contact”. De este modo, cualquier penetración o deslizamiento relativos se hará entre los cuerpos “Target” y los “Contact”.

Modelar el contacto provoca que el análisis sea no lineal, por lo que el análisis tendrá mayores dificultades de convergencia y necesitará más recursos computacionales. Por ello, muchas de las distintas características a elegir durante el modelado del contacto van orientadas a mejorar dicha convergencia.

Según el comportamiento de las superficies que se pretenda modelar existen diversos tipos de contacto:

- **Bonded**: No se permite penetración, separación ni deslizamiento entre caras o aristas.
- **No Separation**: Es muy parecido al bonded. La única diferencia es que puede haber deslizamiento entre las caras que se encuentren en contacto.
- **Frictionless**: No se permite la penetración, pero las superficies pueden deslizar y separarse sin resistencia (sin μ).
- **Rough**: La única diferencia que presenta respecto al frictionless es que no se permite el deslizamiento.

- **Frictional:** Se permite el deslizamiento con resistencia proporcional al coeficiente de fricción, μ , con libertad para separarse.

Para añadir cualquiera de los contactos ha de utilizarse la barra de herramientas superior una vez se esté situado sobre la opción “*Contacts*” en el árbol de operaciones del programa Mechanical.

6.1 Formulaciones

Puede observarse, a raíz de los distintos tipos de contacto, que la penetración de un cuerpo sobre el otro es clave en el modelado del contacto. El campo “*Formulation*” de la lista de detalles de un contacto permite elegir cómo modelar la penetración entre cuerpos en contacto.

La fórmula que rige el comportamiento de la penetración es:

$$F_{normal} = k_{normal} \cdot x_{penetración}$$

Se define k_{normal} como la rigidez normal de contacto. Cuanto mayor sea esta rigidez, menos penetración habrá entre cuerpos. Idealmente, para una de rigidez normal de contacto igual a la unidad, la penetración sería nula. Esta situación es ideal, porque realmente no es posible dar un valor unidad la rigidez normal de contacto en formulaciones. De todos modos, cuando la penetración es pequeña o despreciable, los resultados son adecuados.

La formulación “*Pure Penalty*” utiliza la misma fórmula:

$$F_{normal} = k_{normal} \cdot x_{penetración}$$

Sin embargo, la formulación “*Augmented Lagrange*” añade un sumando:

$$F_{normal} = k_{normal} \cdot x_{penetración} + \lambda$$

Este término añadido, ‘ λ ’, hace que el método sea menos sensible al cambio en la rigidez normal de contacto ‘ k_{normal} ’. Esta formulación es la que utiliza ANSYS por defecto.

Estas formulaciones solo son aplicables en la dirección normal del contacto. Si se tienen contactos del tipo “*Bonded*” o del tipo “*Rough*”, se debe utilizar la formulación equivalente en dirección tangencial:

$$F_{tangencial} = k_{tangencial} \cdot x_{deslizamiento}$$

Ahora, en lugar de penetración, lo que se quiere evitar es el deslizamiento. El deslizamiento será menor conforme mayor sea la rigidez tangencial de contacto. Idealmente, dicho factor valdrá uno, pero no es posible numéricamente. Al igual que en el caso anterior, cuando el deslizamiento sea despreciable puede asumirse que los resultados serán correctos.

Un aspecto importante que destacar es que el valor de la rigidez normal de contacto sí puede ser modificado por el usuario, mientras que la rigidez tangencial de contacto no.

6.2 Rigidez normal de contacto

La rigidez normal de contacto es el parámetro más importante para equilibrar el modelo entre convergencia y precisión de resultados. Un valor mayor de la rigidez normal de contacto implicará resultados más precisos, pero dificultará la convergencia a la solución debido a la aparición de oscilaciones relativas entre superficies. Un valor menor implicará lo contrario, resultados menos precisos, pero mayor facilidad para converger a la solución.

Cuando la formulación utilizada es “*Pure penalty*” o “*Augmented Lagrange*”, se puede modificar un factor que afecta a la rigidez normal de contacto y se denomina “*Normal Stiffness Factor*”.

El valor recomendado y usualmente utilizado por ANSYS de este factor es aproximadamente 10 para las tipologías de contacto “*Bonded*” y “*No separation*” y de 1 para el resto. Cuando el problema es de flexión suelen usarse valores menores, en torno a 0,05.

El valor del factor de rigidez normal de contacto puede programarse para que sea modificado tras cada iteración. Dicha modificación puede ser normal o agresiva, asegurando más la convergencia de los resultados. Cuando una iteración haya resultado difícil de converger, se disminuirá el valor de la rigidez de contacto bajando a su vez la de su factor, de modo que se permita mayor penetración y se facilite la convergencia. Para entrar en estas opciones se debe entrar en el campo “*Update Stiffness*” entro de las características avanzadas de la lista de detalles del contacto.

6.3 Pinball Region

La “*Pinball Region*” es un parámetro de contacto que permite establecer una región circundante a cada punto de detección del contacto. Así, si los cuerpos “*Contact*” y “*Target*” están dentro de esa esfera, se considerará que está a una distancia suficiente para generar contacto, mientras que, si están fuera de esa región, la distancia no permitirá el contacto físico. Como se ha comentado, según la tipología del contacto, el deslizamiento estará o no permitido cuando los cuerpos estén juntos o separados.

Hay tres métodos para establecer la “*Pinball Region*”:

- Controlada automáticamente por el programa: Según los tamaños y tipos de elementos utilizados.
- Valor de autodetección: Según valores de tolerancia prescritos por el usuario.
- Manual: Estableciendo el radio de la esfera que define la “*Pinball Region*”.

La “*Pinball Region*” es de utilidad especialmente en problemas de grandes desplazamientos y en problemas con interferencias iniciales complejas.

6.4 Otras opciones

A continuación, se comentan otras características interesantes al modelar el contacto.

6.4.1 Comportamiento

El comportamiento del contacto puede ser simétrico, asimétrico o auto-asimétrico. Esta opción depende mucho de si se trata un contacto entre caras, entre aristas o entre cara y arista.

El comportamiento simétrico es adecuado para contactos entre cuerpos flexibles. El comportamiento asimétrico es el adecuado cuando al menos uno de los cuerpos es rígido. Además, el comportamiento asimétrico es el más utilizado para contactos entre caras, por lo que es el más utilizado en general.

6.4.2 Recorte

El recorte del contacto ("*Trim Contact*") permite utilizar menos puntos de contacto que los generados automáticamente. Puede estar activado o desactivado. En caso de estar activado, tomará solo los puntos del contacto que estén en una región de tolerancia preestablecida por el usuario. Si se deja la opción en modo "*Program Controlled*", ANSYS decidirá si activarlo o no según el problema.

6.4.3 Pasos de cálculo

Cuando se trabaja con modelos no lineales debidos a contactos friccionales, empleo de las propiedades plásticas, grandes desplazamientos etc... se suelen utilizar subpasos para la convergencia del problema.

Un problema puede tener diversos pasos de carga ("*Steps*"). En cada paso las cargas pueden ser distintas. Así, resolviendo un solo problema con varios pasos, pueden obtenerse resultados de una misma geometría sometida a distintas condiciones de contorno. Los pasos de carga pueden utilizarse también para ir añadiendo cargas sobre las ya calculadas, facilitando la convergencia.

Sin embargo, existen también los subpasos ("*Substeps*"), cuya razón de ser es únicamente facilitar la convergencia. Para completar un paso deberán completarse antes todos los subpasos. Así, la resolución numérica pasa a ser incremental, facilitando la convergencia.

La convergencia de la solución puede visualizarse en vivo en el apartado "*Solution Information*" del árbol de operaciones del Mechanical. Concretamente en la pestaña "*Force Criterion*". Allí, los substeps convergidos aparecerán en verde y los steps en azul. Además, podrán verse en azul claro y en morado el criterio de fuerzas y la convergencia de fuerzas respectivamente. La convergencia va bien cuando la convergencia de la fuerza va por debajo del criterio de fuerza, aunque es muy normal que esté por encima y vaya decreciendo o aparezcan picos puntuales. Cuando la convergencia llega a un límite negativo se produce una bisección, marcada en color

rojo. La bisección consiste en volver varios subpasos atrás para volver a intentar la convergencia desde lejos. Cuando aparecen bisecciones lo más probable es que la convergencia a la solución vaya a fallar.

6.5 Opciones usadas en la unión atornillada

En la figura 6-1 se muestran las superficies de contacto superpuestas en la propia unión roscada. Las superficies rojas son las definidas como “*Contact*” y las azules las definidas como “*Target*”.

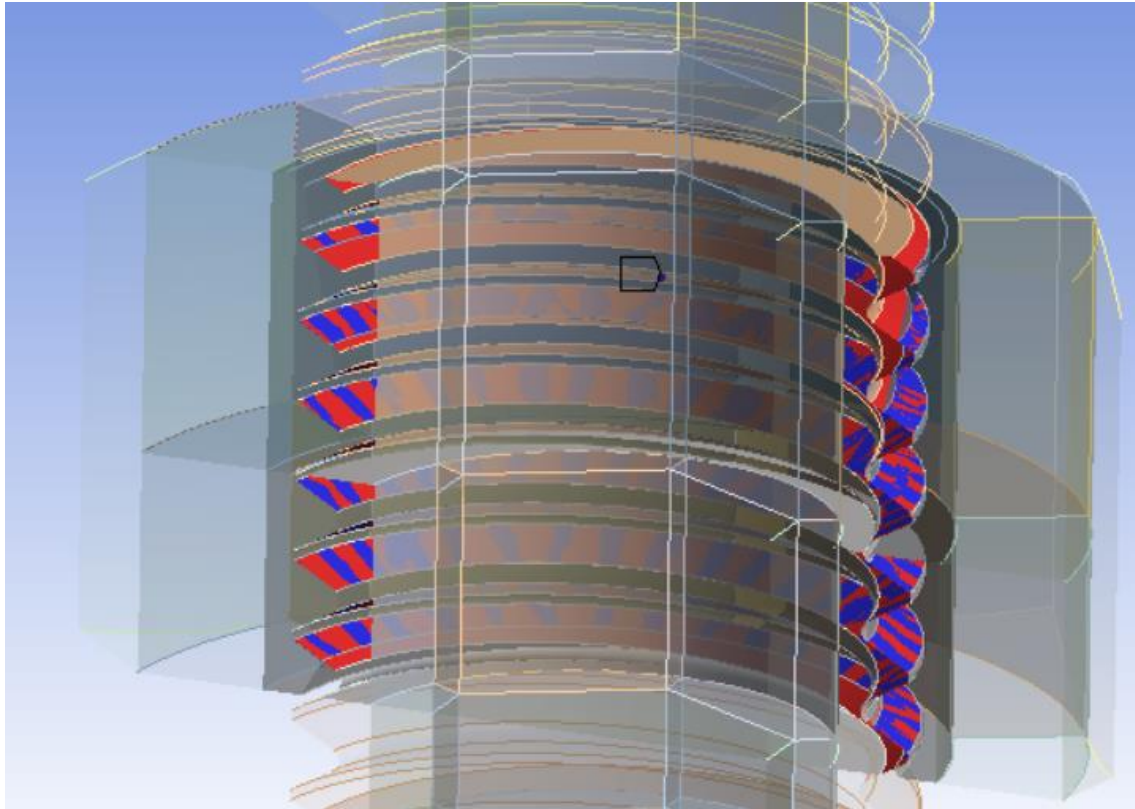


Figura 6-1 – Geometría en contacto.

Fuente: Elaboración propia.

Se han tomado como “*Target*” las superficies laterales de las crestas de los filetes del tornillo u como “*Contact*” las de la tuerca. Dichas superficies pueden verse por separado en las siguientes figuras.

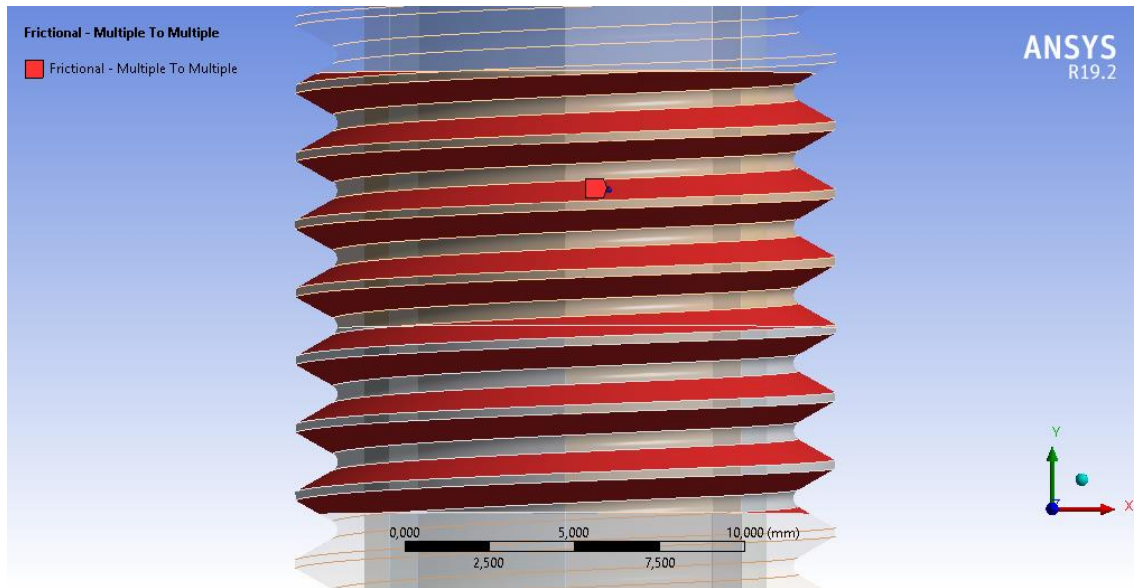


Figura 6-2 – Geometría “Contact” del contacto.

Fuente: Elaboración propia.

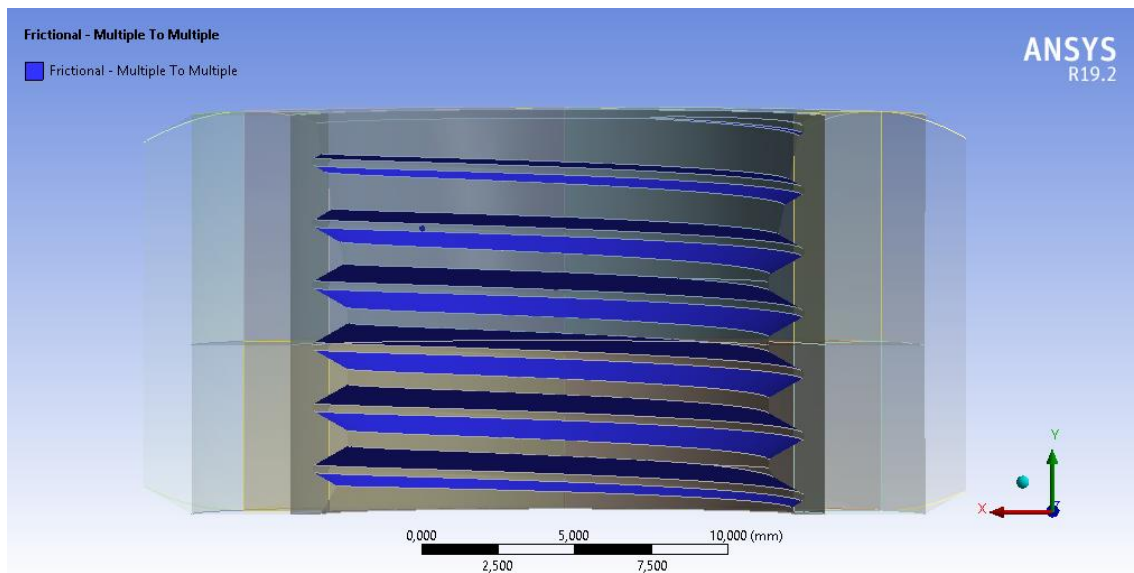


Figura 6-3 – Geometría “Target” del contacto.

Fuente: Elaboración propia.

El contacto es tipo “*Frictional*”, ya que se tiene coeficiente de rozamiento. El coeficiente de rozamiento en uniones atornilladas suele estar entre 0,09 y 0,15. Cuando dicho coeficiente vale 0,15, se tiene una situación desfavorable para ajustar el apriete del tornillo, mientras que si el coeficiente vale 0,09 se tendrá una situación desfavorable en cuanto a la resistencia del tornillo. Al tratarse de un modelo para el cálculo de la resistencia de la unión, se tomará un valor desfavorable del coeficiente de rozamiento. Para no tomar el límite usual, se elige un coeficiente de rozamiento $\mu = 0,1$. Se toma la formulación de Augmented Lagrange para poder modificar el factor de rigidez normal de contacto. El valor dado a dicho factor es basado en la experiencia de otros proyectos e igual a 0,2. En caso de que la penetración sea excesiva se deberá aumentar este valor, aunque los resultados sean menos cercanos a la realidad. Otra opción es dejarlo en manos

del software seleccionando la opción “*Program Controlled*”. Las características tomadas para el contacto del modelo se exponen en la figura siguiente:

Definition	
Type	Frictional
<input type="checkbox"/> Friction Coefficient	0,1
Scope Mode	Manual
Behavior	Asymmetric
Trim Contact	Program Controlled
Suppressed	No
Advanced	
Formulation	Augmented Lagrange
Small Sliding	Program Controlled
Detection Method	Program Controlled
Penetration Tolerance	Program Controlled
Elastic Slip Tolerance	Program Controlled
Normal Stiffness	Factor
Normal Stiffness Factor	0,2
Update Stiffness	Program Controlled
Stabilization Damping Factor	0,
Pinball Region	Radius
Pinball Radius	0,1 mm
Time Step Controls	None

Figura 6-4 – Opciones del contacto modelado.

Fuente: Elaboración propia.

7 CONDICIONES DE CONTORNO

El placer más noble es el júbilo de aprender.

- Leonardo da Vinci -

Las condiciones de contorno del problema son claves para que el modelo represente la realidad. En este apartado se van a presentar diversas opciones para establecer las condiciones de contorno de la unión, tanto a tracción como a flexión.

Para elegir una u otra configuración de condiciones de contorno, se va a observar cualitativamente el comportamiento de la unión. Al no interesar especialmente el aspecto cuantitativo de los modelos, se utilizará una malla simplificada que consta de tan solo 100 000 elementos aproximadamente.

7.1 Tracción

En el caso de tracción, se van a analizar tres configuraciones de condiciones de contorno distintas. Finalmente, se compararán y se elegirá una de ellas.

Para todos los casos la carga, se asume que la carga es axial pura. El valor tomado para dicha carga es 125 kN. Dicho valor viene estimado teniendo en cuenta que en los ensayos experimentales realizados en [25] se trabaja con aprietes de aproximadamente 100 kN y fuerzas de máquina de 100 kN con una rigidez equivalente del tornillo tal que éste se lleva el 25% de la fuerza aplicada por la máquina.

7.1.1 Configuración 1

En esta configuración se opta por aplicar la carga en el tornillo. Las condiciones de contorno tomadas y su zona de aplicación se resumen en la tabla 7-1 presentada a continuación:

Tipo de CC	Detalles	Zona de aplicación
Displacement	$x = 0$; $y = \text{"libre"}$; $z = 0$	Los 6 vértices del núcleo del tornillo situados en la zona superior de la cabeza.
Displacement	$x = \text{"libre"}$; $y = 0$; $z = \text{"libre"}$	Las caras superiores del núcleo de la tuerca.
Force	$x = 0$; $y = 125\,000\text{ N}$; $z = 0$	Las caras de la transición del tornillo, donde apoyaría sobre la pieza sujeta.

Tabla 7-1 – Condiciones de contorno de la configuración 1.

Fuente: Elaboración propia.

A continuación, se presentan figuras con las condiciones de contorno y la deformada obtenida tras el análisis.

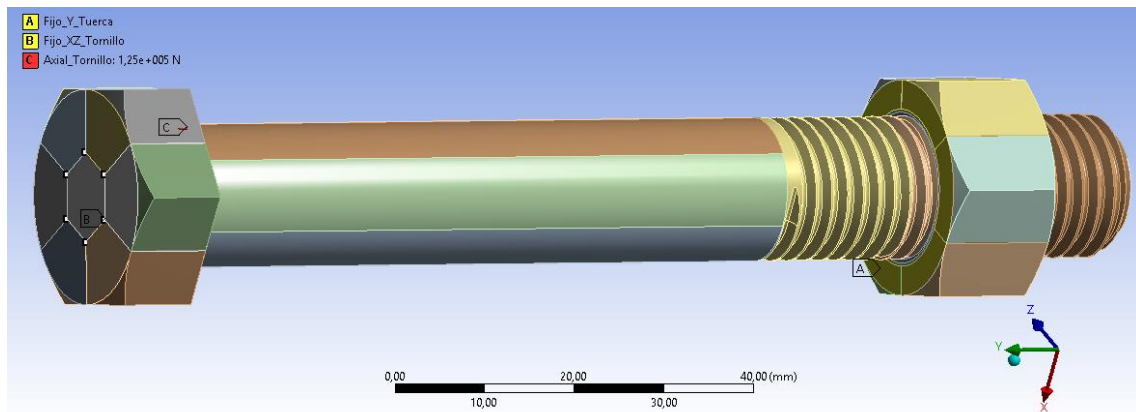


Figura 7-1 – Configuración 1 de condiciones de contorno. Vista 1.

Fuente: Elaboración propia.

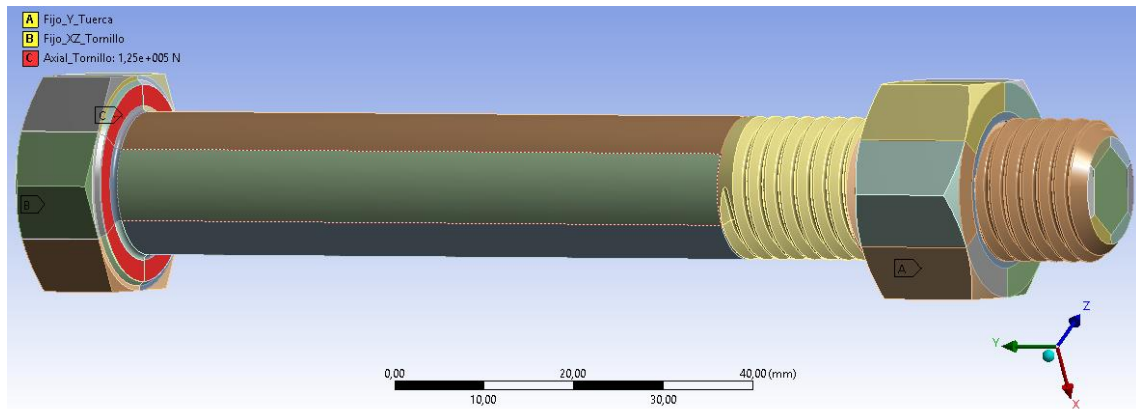


Figura 7-2 - Configuración 1 de condiciones de contorno. Vista 2.

Fuente: Elaboración propia.

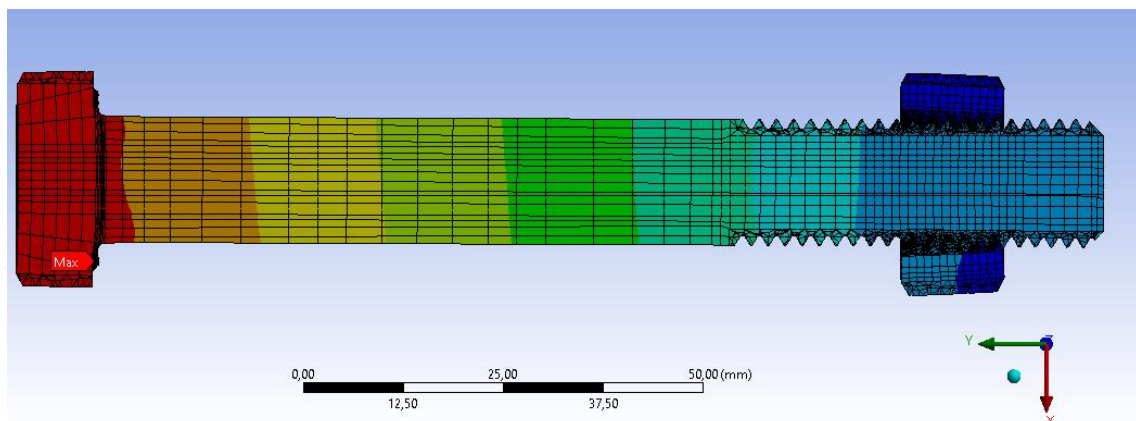


Figura 7-3 – Deformada de la configuración 1 de condiciones de contorno.

Fuente: Elaboración propia.

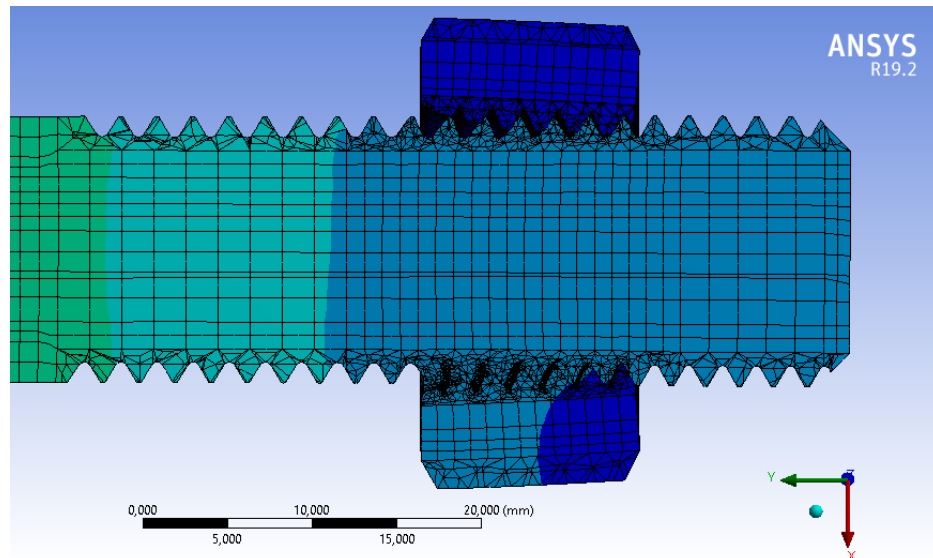


Figura 7-4 – Detalle de la rosca en la deformada de la configuración 1 de condiciones de contorno.

Fuente: Elaboración propia.

Puede observarse como la tuerca se abre mientras descende por la rosca del tornillo. Dicho descenso se produce de forma correcta, por lo que las condiciones de contorno permiten que el contacto se desarrolle de forma correcta. Además, el tornillo se alarga debido a la fuerza de tracción, tal y como debe ocurrir.

7.1.2 Configuración 2

En esta configuración también se opta por aplicar la carga en el tornillo. Sin embargo, se varía la zona de aplicación de la carga en un caso, tal y como se indica en la siguiente tabla.

Tipo de CC	Detalles	Zona de aplicación
Displacement	$x = 0$; $y = \text{"libre"}$; $z = 0$	Los 6 vértices del núcleo del tornillo situados en la zona superior de la cabeza.
Displacement	$x = \text{"libre"}$; $y = 0$; $z = \text{"libre"}$	Los 6 vértices exteriores del núcleo de la tuerca.
Force	$x = 0$; $y = 125\,000\text{ N}$; $z = 0$	Las caras de la transición del tornillo, donde apoyaría sobre la pieza sujeta.

Tabla 7-2 – Condiciones de contorno de la configuración 2.

Fuente: Elaboración propia.

A continuación, se presentan figuras con las condiciones de contorno y la deformada obtenida tras el análisis.

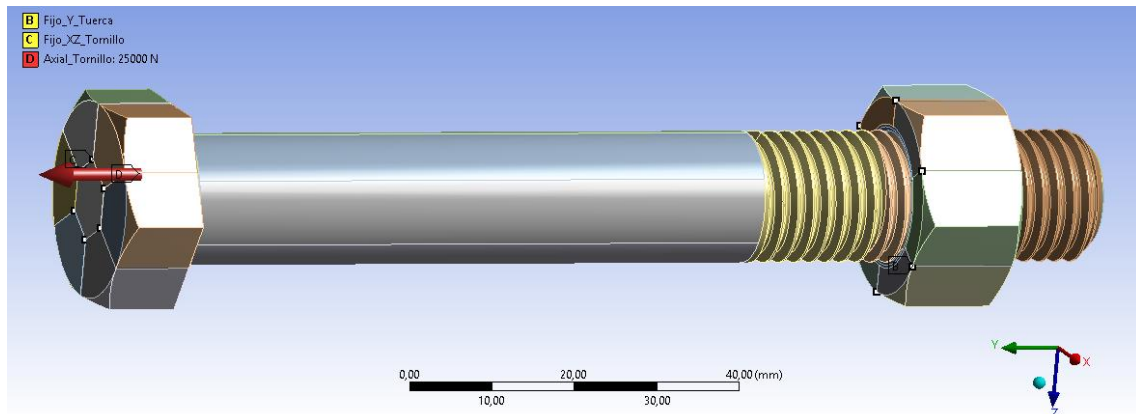


Figura 7-5 – Configuración 2 de condiciones de contorno. Vista 1.

Fuente: Elaboración propia.

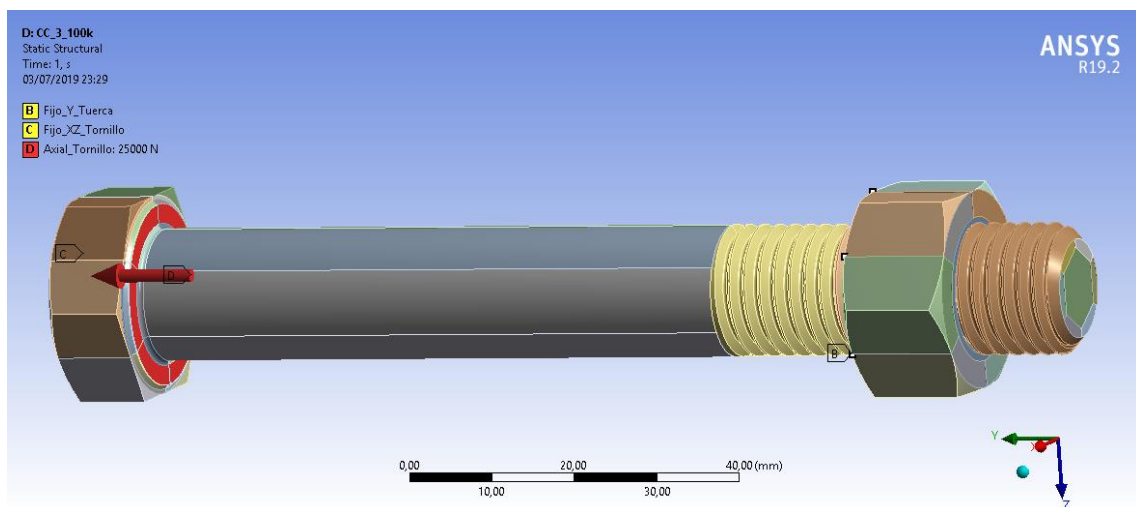


Figura 7-6 - Configuración 2 de condiciones de contorno. Vista 2.

Fuente: Elaboración propia.

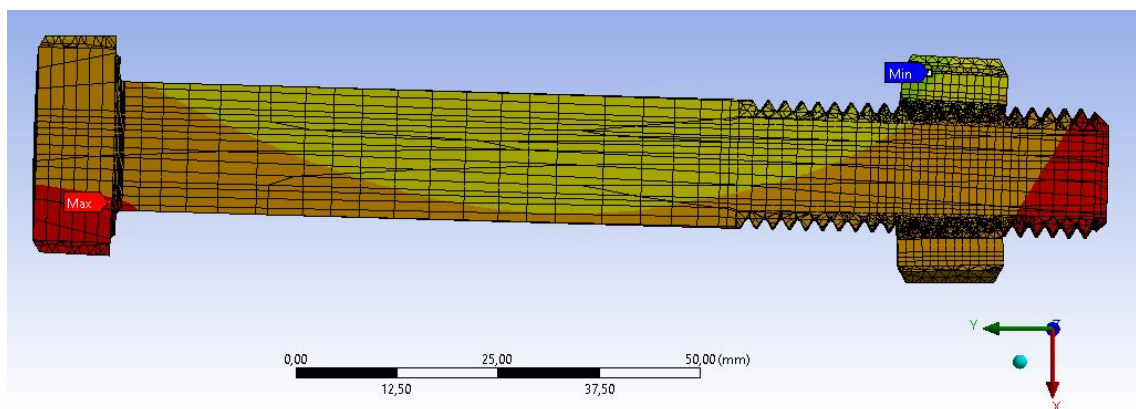


Figura 7-7 – Deformada de la configuración 2 de condiciones de contorno.

Fuente: Elaboración propia.

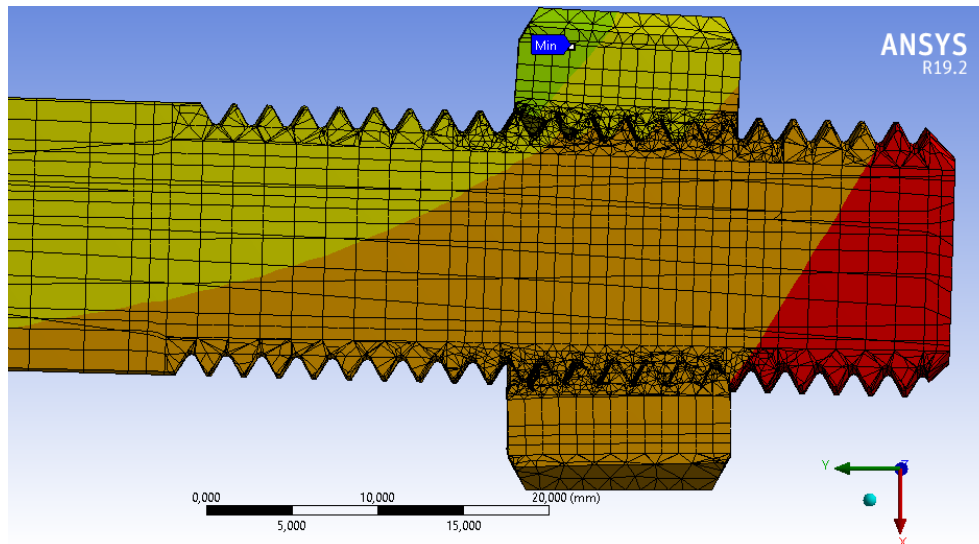


Figura 7-8 – Detalle de la rosca en la deformada de la configuración 2 de condiciones de contorno.

Fuente: Elaboración propia.

Puede observarse como la deformada obtenida tiene cierta oblicuidad. Además, se produce una deformación muy importante en los picos de la tuerca, debido a la imposición en los vértices. Al ser la deformada de este tipo, se asume que las condiciones de contorno no son las adecuadas.

7.1.3 Configuración 3

En esta configuración se opta por aplicar la carga en la tuerca. Las condiciones de contorno tomadas y su zona de aplicación se resumen en la tabla 7-3 presentada a continuación:

Tipo de CC	Detalles	Zona de aplicación
Displacement	$x = 0$; $y = \text{"libre"}$; $z = 0$	Los 6 vértices del núcleo del tornillo situados en la zona superior de la cabeza.
Displacement	$x = \text{"libre"}$; $y = 0$; $z = \text{"libre"}$	Las caras de la transición del tornillo, donde apoyaría sobre la pieza sujeta.
Force	$x = 0$; $y = 125\,000\text{ N}$; $z = 0$	Las caras superiores del núcleo de la tuerca.

Tabla 7-3 – Condiciones de contorno de la configuración 3.

Fuente: Elaboración propia.

A continuación, se presentan figuras con las condiciones de contorno y la deformada obtenida tras el análisis.

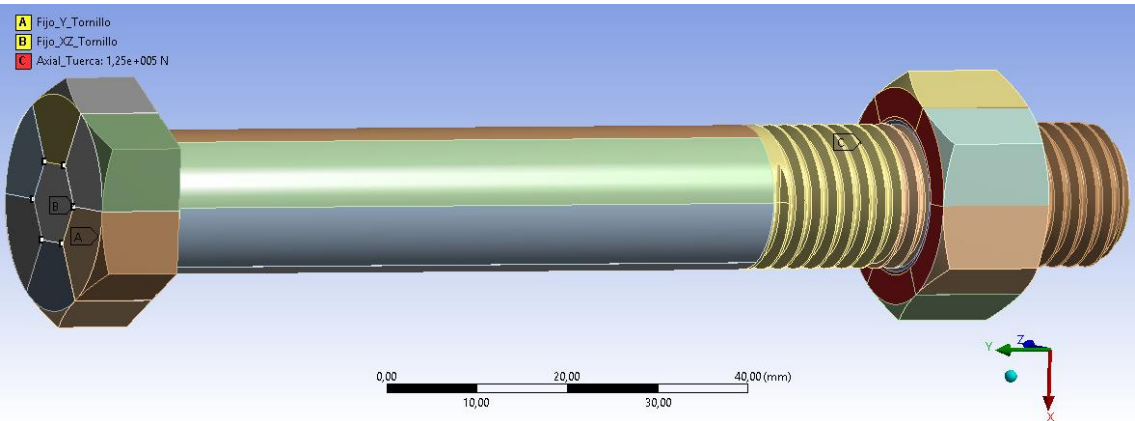


Figura 7-9 – Configuración 3 de condiciones de contorno. Vista 1.

Fuente: Elaboración propia.

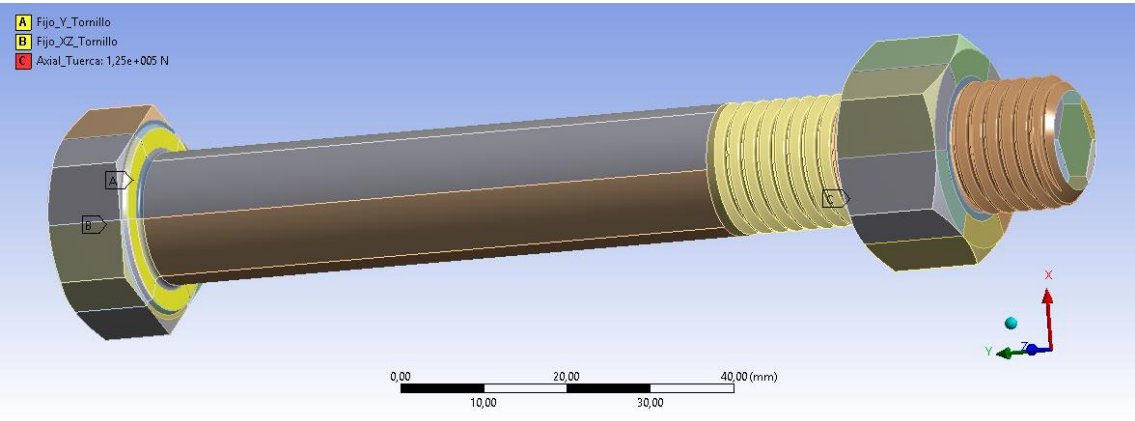


Figura 7-10 - Configuración 3 de condiciones de contorno. Vista 2.

Fuente: Elaboración propia.

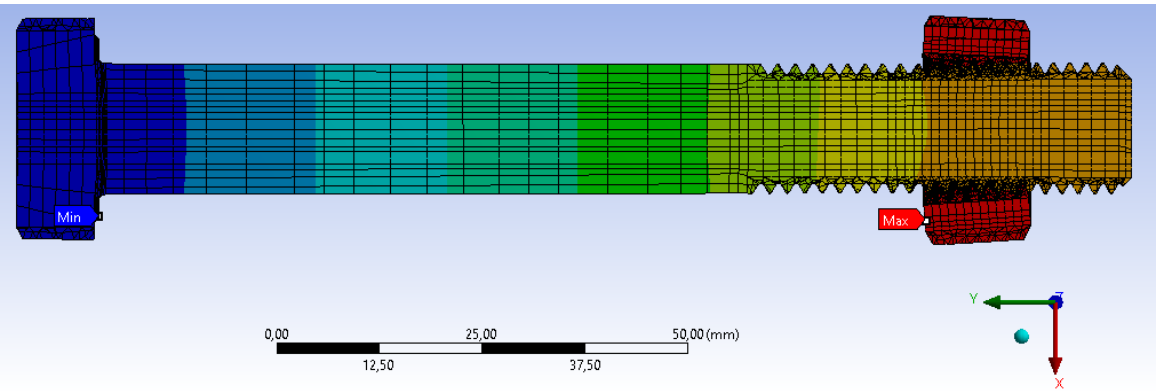


Figura 7-11 – Deformada de la configuración 3 de condiciones de contorno.

Fuente: Elaboración propia.

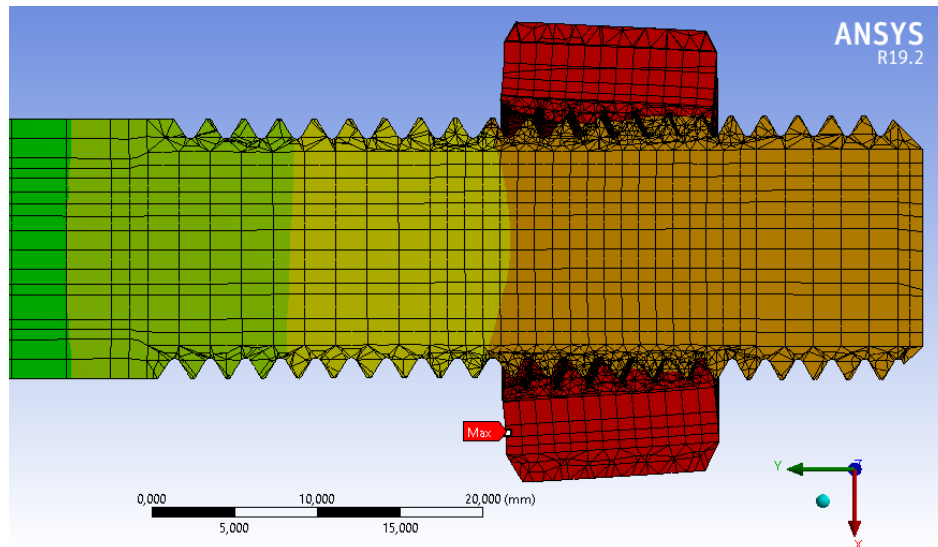


Figura 7-12 – Detalle de la rosca en la deformada de la configuración 3 de condiciones de contorno.

Fuente: Elaboración propia.

Puede observarse que la deformada obtenida es muy similar a la deformada de la configuración 1. Alargamiento del tornillo, apertura de la tuerca por la zona superior, condición de contacto respetada...

7.1.4 Elección de la configuración de condiciones de contorno a tracción

La configuración elegida para el caso en el que se somete a la unión solo a carga axial es la configuración 1 de condiciones de contorno. La razón de ello es que, presentando una deformada cualitativamente correcta, tiene las cargas aplicadas más lejos de la zona de interés que la configuración 3.

El hecho de que la carga esté aplicada más lejos de la zona roscada, que es la zona de interés, es importante. Esto es debido al Principio de Saint Venant. Como se muestra en el libro *“Teoría de la Elasticidad”* de Federico París Carballo [18] el Principio de Saint Venant cita:

“Las deformaciones producidas en un cuerpo por aplicación en una zona de su superficie de un sistema de cargas estáticamente equivalente a un sistema nulo ($F = 0$ y $M = 0$) son despreciables a distancias superiores a la dimensión de la zona afectada por el estado de carga”.

Es decir, que, entre sistemas de cargas distintos, pero estáticamente equivalentes, la diferencia entre los resultados obtenidos a cierta distancia del punto de aplicación es pequeña. Para que dos sistemas sean estáticamente equivalentes, tanto la fuerza como el momento resultante han de ser idénticos.

Conforme mayor sea la distancia, mejor aplicación tendrá el Principio de Saint Venant, por ello se selecciona la configuración 1.

En la figura 7-13 mostrada a continuación, puede observarse como la fuerza de reacción asociada a la condición de contorno en desplazamiento que lo anula en dirección Y es igual a la fuerza axial aplicada, por lo que está realizando su labor correctamente.

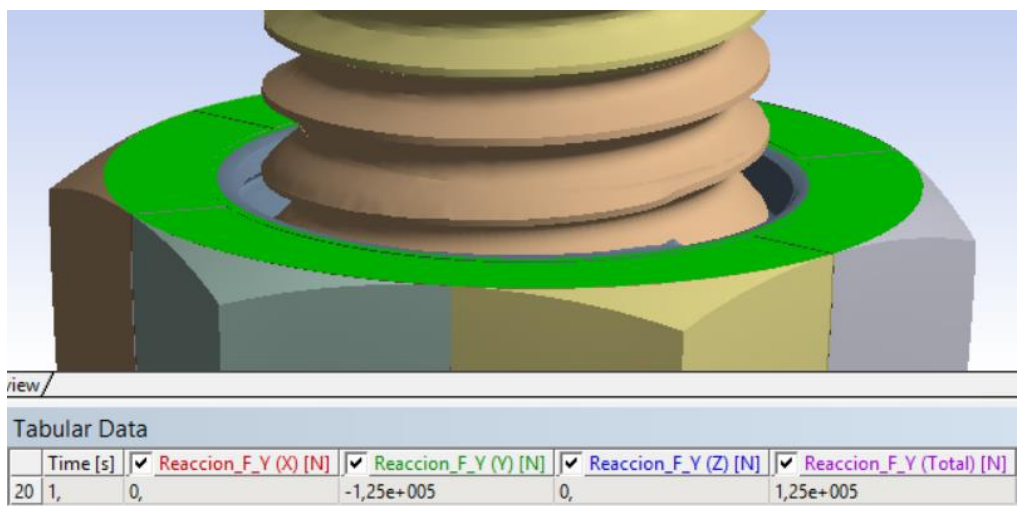


Figura 7-13 – Fuerza de reacción en la condición de contorno que limita el desplazamiento Y de la tuerca.

Fuente: Elaboración propia.

Las fuerzas de reacción debidas a la condición de desplazamiento nulo en los vértices del tornillo en dirección XZ son también nulas, ya que no existe fuerza aplicada en dichas direcciones. Son ceros numéricos ya que el programa de elementos finitos no deja de ser una resolución numérica aproximada que mostrará más o menos error según la malla utilizada. Para mostrar estos resultados se ha usado una malla de tan solo 103 000 elementos, pero la solución es prácticamente exacta, por lo que las condiciones de contorno son adecuadas ante fuerza axial.

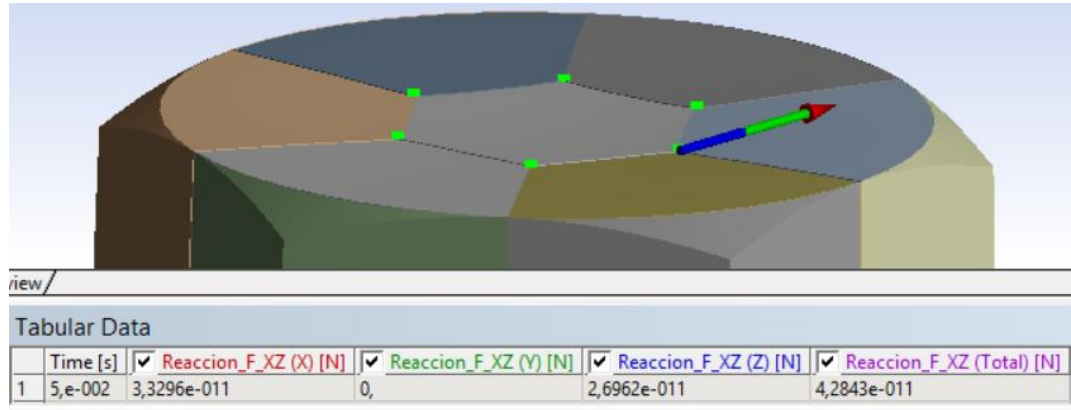


Figura 7-14 – Fuerza de reacción en la condición de contorno que limita el desplazamiento Y de la tuerca.

Fuente: Elaboración propia.

7.2 Adición de la flexión

Además de resolver el problema de tracción, se pretende añadir flexión a la unión atornillada. Para ello las condiciones de contorno han de variarse considerablemente. A continuación, se explican los cambios realizados.

7.2.1 Cambios en la carga

Por un lado, en cuanto a la carga axial, no hay cambio alguno. La magnitud sigue siendo de 125 kN aplicada sobre las caras de apoyo de la cabeza del tornillo.

Por otro lado, en cuanto a la carga de flexión, existen diversas formas de añadir flexión a un problema de cálculo. Cuatro de los posibles son:

- Mediante un momento flector aplicado sobre la superficie de apoyo del tornillo.
- Mediante una fuerza ortogonal a la directriz del tornillo.
- Mediante una fuerza axial excéntrica.
- Mediante una fuerza axial con apoyo no paralelo entre las caras de apoyo.

Esta última opción es la más común en las uniones atornilladas. Como en el modelo no se ha representado la pieza sujeta por la unión atornillada, habrá que realizar el trabajo de extraer el efecto que dicha pieza ejerce sobre el tornillo y la tuerca.

El apoyo no paralelo se modelará como un desplazamiento impuesto en las caras del cuerpo en cuestión. Como no se puede imponer un desplazamiento en caras donde ya haya una fuerza aplicada, dicha imposición se realizará sobre la tuerca. En principio, la imposición puede realizarse tanto sobre la cara de apoyo como sobre la cara libre. Sin embargo, para no afectar a la distribución de las fuerzas de contacto en los filetes de la rosca, se aplicarán en la cara inferior de la misma. Para determinar cuál es el desplazamiento a imponer es necesario plantearse qué valor de momento flexor se quiere obtener. Una buena aproximación es suponer un momento flector aplicado que genere unas tensiones del mismo orden que las tensiones generadas por el apriete del tornillo (100 kN).

Es conocido que, para ángulos pequeños, el radio de giro de la deformada es igual a la longitud del tramo entre apoyos entre el ángulo de giro, tal y como se muestra en el esquema de la figura 7-15.

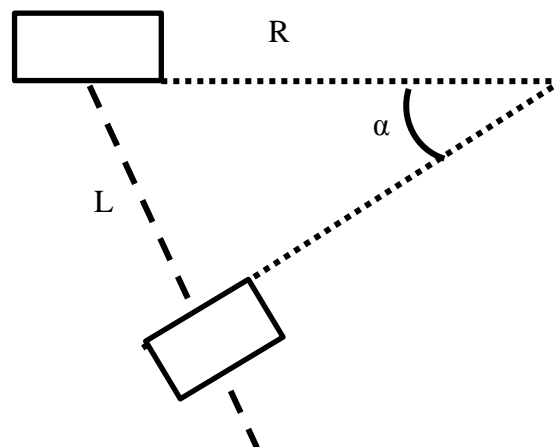


Figura 7-15 – Esquema de la relación entre el radio de giro, la longitud y el ángulo de giro.

Fuente: Elaboración propia.

Por lo tanto:

$$R = \frac{L}{\gamma} \text{ para ángulos pequeños}$$

Es conocido que el momento flector es igual a:

$$M = E \cdot I \cdot \frac{1}{R}$$

Sustituyendo la expresión anterior se tiene:

$$M = E \cdot I \cdot \frac{\gamma}{L}$$

Las tensiones generadas por el momento flector son:

$$\sigma_M = \frac{M}{W_e}$$

Dicha tensión debe ser del orden de la tensión generada por el apriete axial del tornillo, por lo que:

$$\sigma_M = \frac{M}{W_e} = \sigma_T = \frac{F_T}{S}$$

Para sustituir numéricamente es necesario conocer el valor del módulo de resistencia elástico (' W_e ') y de la inercia (' I '). Al tratarse de un tornillo con 72 mm de caña y solo 44 mm de rosca, puede aproximarse la inercia como la de la caña, de diámetro ' d '. Sin embargo, el módulo de resistencia elástico ha de ser el asociado a la rosca, utilizando su diámetro menor, ' d_3 '. Por lo tanto:

$$I_{caña} = \frac{\pi d^4}{64}$$

$$W_e = \frac{I_{rosca}}{r_T} = \frac{\frac{\pi d_3^4}{64}}{\frac{d_3}{2}} = \frac{\pi \cdot d_3^3}{32}$$

Además, se cuenta con la expresión del momento, por lo que sustituyendo:

$$\frac{E \cdot \frac{\pi d^4}{64} \cdot \frac{\gamma}{L}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{32}} = \frac{F_T}{S}$$

Simplificando se llega a:

$$\frac{\gamma \cdot E \cdot d^4}{2 \cdot L \cdot d_3^3} = \frac{F_T}{S}$$

Todos los valores son conocidos salvo el ángulo de giro debido a la flexión que provoca tensiones iguales a las del apriete del tornillo. Despejando:

$$\gamma = \frac{2 \cdot F_T \cdot L \cdot d_3^3}{S \cdot E \cdot d^4}$$

Numéricamente es conocido que la sección efectiva de los tornillos de métrica M16 es 157 mm², el Módulo de Young del acero 10.9 es 200 GPa, la distancia entre caras de apoyo es 95 mm, el apriete dado es de 100 kN y los diámetros d₃ y d son 13,5 mm y 16 mm respectivamente según la norma DIN931 [2]. Por lo tanto:

$$\gamma = \frac{2 \cdot 100\,000 \cdot 0,095 \cdot 0,0135^3}{157 \cdot 10^{-6} \cdot 200 \cdot 10^9 \cdot 0,016^4} = 0,0227 \text{ rad} \approx 1,3^\circ$$

Si la distancia de apoyo de la tuerca es 24 mm y el giro es de 1,3°, el desplazamiento máximo que sufrirá será:

$$u_{\max} = 24 \cdot \operatorname{tg}(\gamma) \approx 0,545 \text{ mm}$$

La distribución de desplazamientos se supone lineal desde cero hasta u_{max} y solo dependiente de la componente 'z' de la localización de los nodos de la cara de apoyo. Para ello será preciso crear un sistema de referencia local en el extremo de la tuerca. La fórmula que representa una distribución lineal en función de 'z' entre los valores cero y 0,545 sobre una distancia de 24 mm es:

$$u_y = \frac{0,545 \cdot z}{24}$$

La condición de contorno queda representada en ANSYS Workbench tal y como se muestra en la figura 7-16.

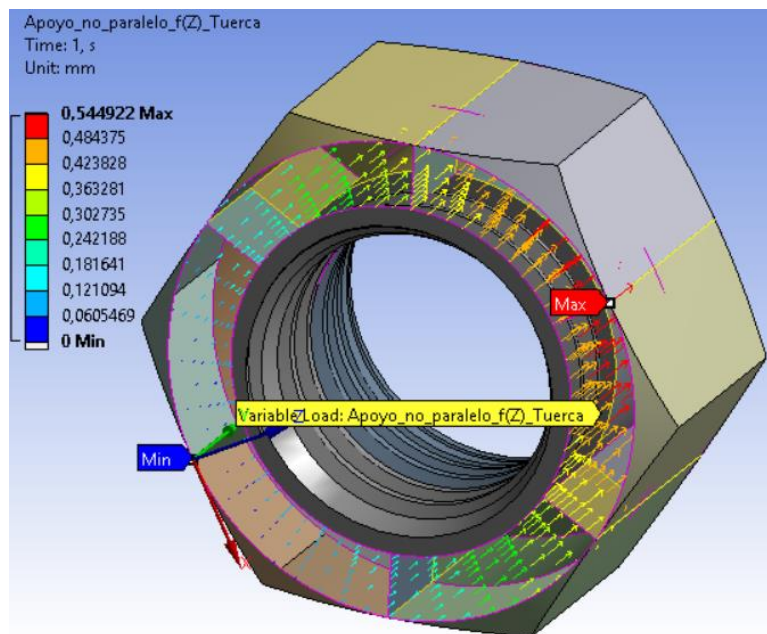


Figura 7-16 – Esquema de la relación entre el radio de giro, la longitud y el ángulo de giro.

Fuente: Elaboración propia.

Con dichos desplazamientos se generará el momento flector que origina unas tensiones similares a las de la fuerza de apriete.

7.2.2 Cambios en desplazamientos

La unión ha de mantenerse fija para poder resolver el problema. Por un lado, el orificio de la pieza sujeta hará que la cabeza del tornillo no pueda moverse en el plano transversal a la directriz de la caña. Esto se representará fijando las caras de apoyo en dirección X y Z. Esto es posible a pesar de que en dichas caras se tenga fuerza aplicada porque no existe incoherencia entre la fuerza aplicada y los desplazamientos restringidos.

Por otro lado, el sistema en su conjunto ha de estar sujeto para que no se den errores de pivote durante la resolución en ANSYS Workbench. Por lo tanto, será necesario fijar la base del tornillo en las tres direcciones, X, Y, Z.

El resumen de condiciones de contorno con flexión se muestra en la tabla 7-4.

Tipo de CC	Detalles	Zona de aplicación
Displacement	$x = 0$; $y = \text{"libre"}$; $z = 0$	Las 6 caras de apoyo del tornillo.
Displacement	$x = 0$; $y = 0$; $z = 0$	Las 7 caras inferiores del tornillo.
Force	$x = 0$; $y = 125\,000\text{ N}$; $z = 0$	Las 6 caras de apoyo del tornillo.
Displacement	$x = 0$; $y = (0,545 \cdot z)/24$; $z = 0$	Las 6 caras inferiores de la tuerca.

Tabla 7-4 – Condiciones de contorno con flexión.

Fuente: Elaboración propia.

Las zonas donde se aplican las condiciones de contorno en ANSYS Workbench se muestran en la figura 7-17

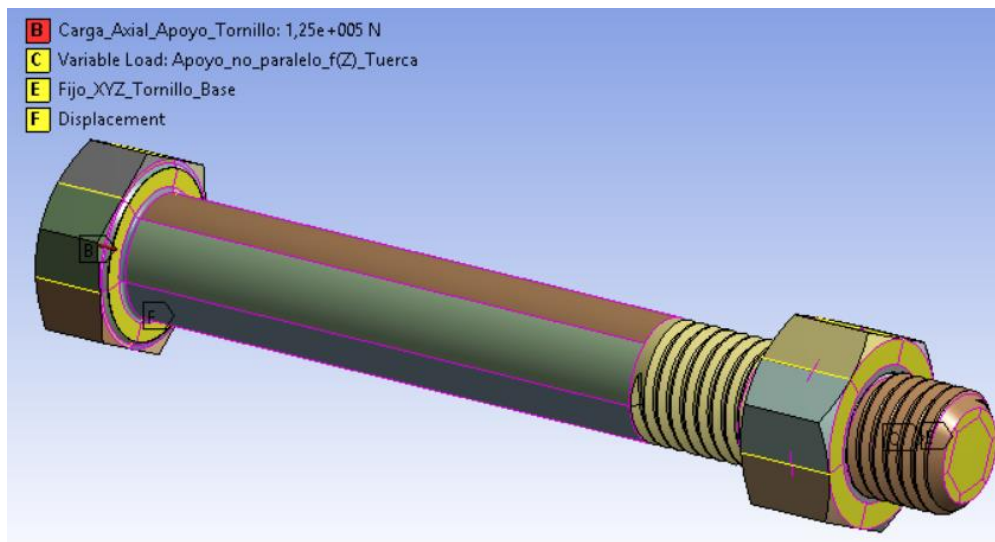


Figura 7-17 – Condiciones de contorno con flexión.

Fuente: Elaboración propia.

7.2.3 Comprobaciones

Antes de dar por buenas las condiciones de contorno con flexión es preciso realizar algunas comprobaciones.

El momento de fuerzas generado por el apoyo no paralelo puede obtenerse a través de la herramienta de postprocesado “*Probe Moment Reaction*”, como se muestra en la figura 7-18.

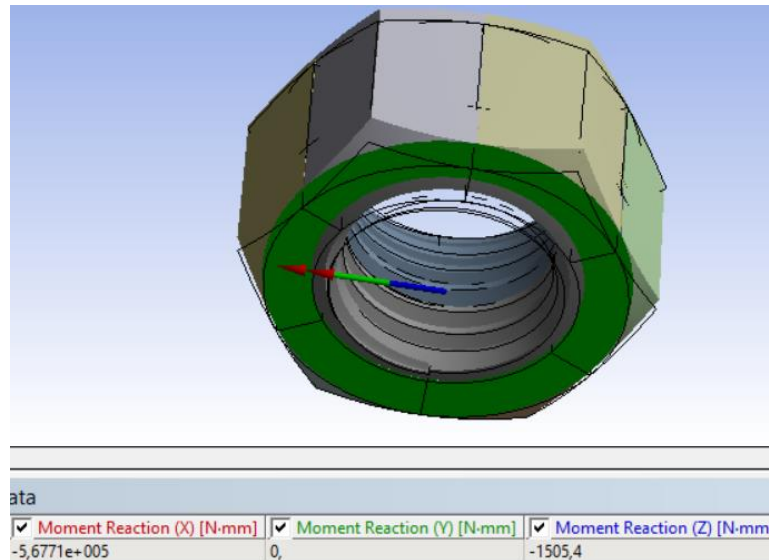


Figura 7-18 – Momento asociado al apoyo no paralelo.

Fuente: Elaboración propia.

Puede observarse que, debido a la malla, el momento no es puro alrededor del eje X, pero el momento alrededor del eje Z es despreciable. El momento alrededor del eje X asociado al apoyo no paralelo es de 567 710 Nmm, es decir, 567,7 Nm.

Por otro lado, la fuerza de reacción de los nodos situados en la cara inferior de la tuerca ha de ser nula para asegurar que los sólidos se empujan. Esto se cumple, tal y como se puede observar en la figura 7-19.

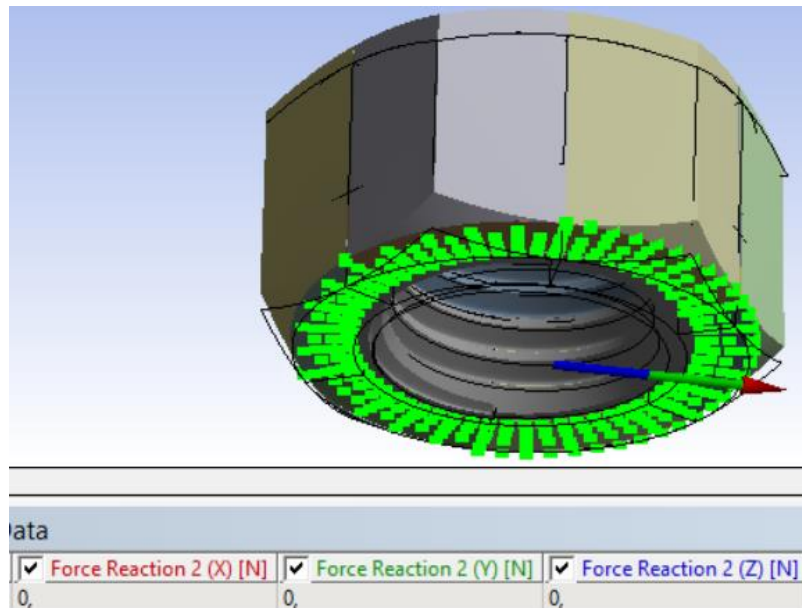


Figura 7-19 – Fuerza de reacción en los nodos de la cara inferior de la tuerca.

Fuente: Elaboración propia.

La deformada obtenida, ampliada a escala 10:1 para mejor visualización, es la mostrada en la figura 7-20. Se muestra también el contorno de la indeformada de la unión atornillada.

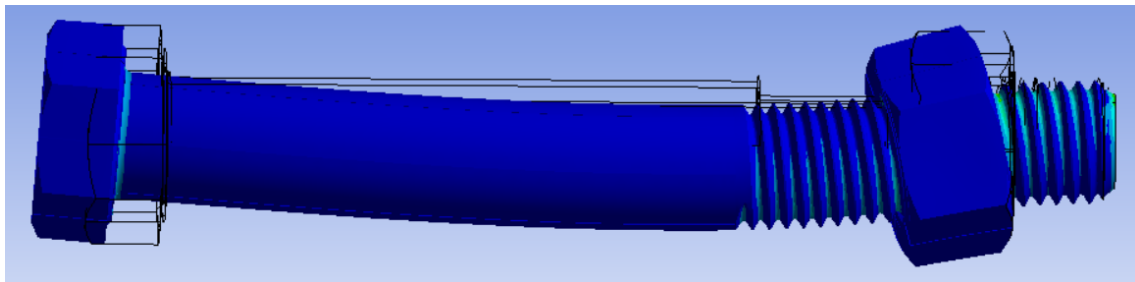


Figura 7-20 – Deformada y contorno de la indeformada de la unión atornillada con flexión.

Fuente: Elaboración propia.

Puede observarse en la deformada que la cabeza del tornillo no se desplaza en el plano XZ. Esto es debido a que se está representando la acción que la pieza sujeta hace sobre el tornillo. Dichas fuerzas de reacción se muestran en la figura 7-21.

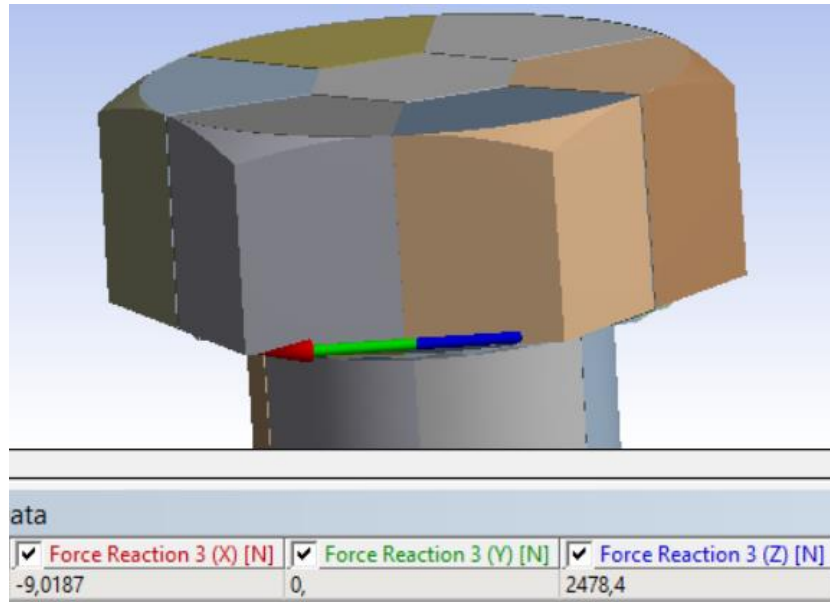


Figura 7-21 – Fuerza de reacción asociada a la representación del agujero de la pieza sujeta.

Fuente: Elaboración propia.

Un detalle de la deformada de la zona de la tuerca se muestra en la figura 7-22 con un corte de sección.

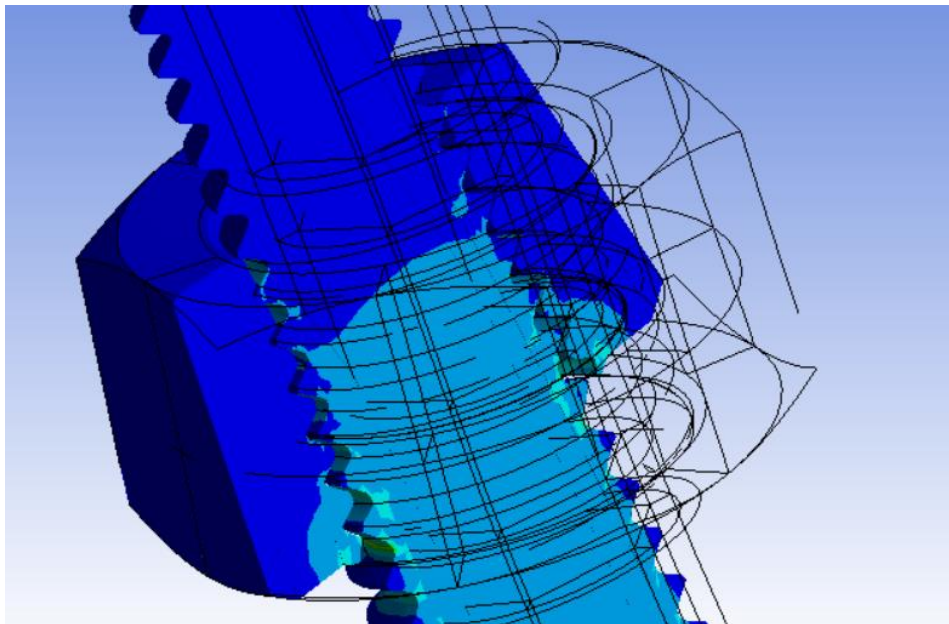


Figura 7-22 – Detalle de la deformada en la zona de coincidencia de roscas en el problema con flexión.

Fuente: Elaboración propia.

Las reacciones y la deformada tienen sentido físico para un problema de tracción y flexión en una unión atornillada, por lo que se sigue adelante con el análisis de convergencia de malla para ambos casos de carga.

8 ANÁLISIS DE CONVERGENCIA DE MALLA

Los planes son sólo buenas intenciones, a menos que deriven inmediatamente en trabajo duro.

- Peter Drucker -

La malla obtenida en el apartado 5 ha de ser validada mediante un análisis de convergencia de malla. Este procedimiento de comprobación consiste en realizar varios análisis con las mismas condiciones de contorno, pero variando únicamente el número de elementos del modelo. Es importante que se mantenga la esencia de la malla en todos los análisis, es decir, que no se añadan particiones en la geometría, ya que una variación en la geometría provocará una malla totalmente distinta e incomparable con las demás. Por lo tanto, solo se pueden modificar los parámetros de mallado como el tamaño del elemento o el número de divisiones de la arista.

Conforme la malla sea más densa (con mayor número de elementos) los ratios de calidad mejorarán y las tensiones aumentarán hasta converger. Que el análisis sea un éxito o no dependerá de si se da la convergencia de resultados.

8.1 Análisis de convergencia de malla ante tracción centrada

Como se ha comentado, el primer análisis se realiza sobre la malla expuesta en el quinto apartado de esta memoria.

Se han comparado entre sí cinco modelos con mallas distintas. En la tabla 8-1 se muestran los parámetros de mallado dados para la obtención de cada una de las mallas.

En este primer análisis se ha decidido modificar casi todos los parámetros de la malla; tanto de la tuerca como del tornillo. En ocasiones, solo se modifican algunos pocos parámetros de mallado con idea de tener mayor control sobre la zona donde se está densificando la malla. Sin embargo, al ser el primer análisis, es una buena idea realizar una convergencia de malla general primero y, si los resultados no son todo los satisfactorios que se espera, realizar algunos cambios en las particiones y analizar la convergencia de la nueva malla de forma más local.

Análisis elástico. Condiciones de contorno: Tracción 125 kN. Fijado Y en caras tuerca y fijado XZ en vértices cabeza tornillo					
Elementos/Mallas	Malla 103k	Malla 178k	Malla 462k	Malla 730k	Malla 1293k
A lado hexágono	4	4	4	4	4
A radial cabeza	3	3	3	4	4
A circunferencial cabeza	4	4	4	4	4
A longitud cabeza	6	6	6	6	6
A longitud chaflán	3	3	3	3	3
A longitud Radio Acuerdo	4	4	4	4	4
A circunferencial caña	4	4	4	4	4
A longitud caña	16 (bias f 4)	18 (bias f 4)	20 (bias f 4)	20 (bias f 4)	20 (bias f 4)
A radial interior caña	libre	libre	libre	libre	libre
A radial exterior caña (espesor)	2	2	2	2	3
A long núcleo rosca tornillo superior	1 mm	0,9 mm	0,8 mm	0,3 mm	0,2 mm
C pico coincidente rosca tornillo superior	0,3 mm	0,2 mm	0,1 mm	0,08 mm	0,05 mm
C valle coincidente rosca tornillo superior	0,3 mm	0,2 mm	0,1 mm	0,08 mm	0,0 mm
C contacto coincidente rosca tornillo superior	0,5 mm	0,4 mm	0,3 mm	0,2 mm	0,15 mm
B rosca transición tornillo superior	1 mm	0,7 mm	0,5 mm	0,4 mm	0,3 mm
A long núcleo rosca tornillo inferior	1,2 mm	1,1 mm	1 mm	0,5 mm	0,5 mm
C pico coincidente rosca tornillo inferior	0,4 mm	0,3 mm	0,2 mm	0,1 mm	0,1 mm
C valle coincidente rosca tornillo inferior	0,4 mm	0,3 mm	0,2 mm	0,1 mm	0,1 mm
C contacto coincidente rosca tornillo inferior	0,6 mm	0,5 mm	0,4 mm	0,3 mm	0,3 mm
B rosca transición tornillo inferior	1,2 mm	0,9 mm	0,6 mm	0,5 mm	0,5 mm
B rosca lejos tornillo	2 mm	1,3 mm	0,7 mm	0,7 mm	0,7 mm
B rosca chaflán tornillo	libre	libre	libre	libre	libre
C pico pequeño rosca tuerca superior	0,4 mm	0,3 mm	0,3 mm	0,2 mm	0,2 mm
C pico grande rosca tuerca superior	0,7 mm	0,5 mm	0,4 mm	0,3 mm	0,3 mm
C valle rosca tuerca superior	0,3 mm	0,2 mm	0,1 mm	0,08 mm	0,08 mm
C contacto rosca tuerca superior	0,5 mm	0,4 mm	0,3 mm	0,2 mm	0,2 mm
A longitudinal núcleo tuerca superior	8	8	8	14	14
A circunferencial núcleo tuerca	5	5	5	5	5
A espesor núcleo tuerca	3	3	3 (bias f 3)	3 (bias f 3)	3 (bias f 3)
C pico pequeño rosca tuerca inferior	0,5 mm	0,4 mm	0,4 mm	0,3 mm	0,3 mm
C pico grande rosca tuerca inferior	0,8 mm	0,6 mm	0,5 mm	0,4 mm	0,4 mm
C valle rosca tuerca inferior inferior	0,4 mm	0,3 mm	0,2 mm	0,1 mm	0,08 mm
C contacto rosca tuerca inferior	0,6 mm	0,5 mm	0,4 mm	0,3 mm	0,15 mm
A longitudinal núcleo tuerca inferior	6	6	6	10	10

Tabla 8-1 – Comparación de parámetros de mallado.

Fuente: Elaboración propia.

A continuación, se muestra un detalle de la malla de cada uno de ellos en la zona más crítica, donde coinciden el tornillo y la tuerca:

- Malla de 103 000 elementos:

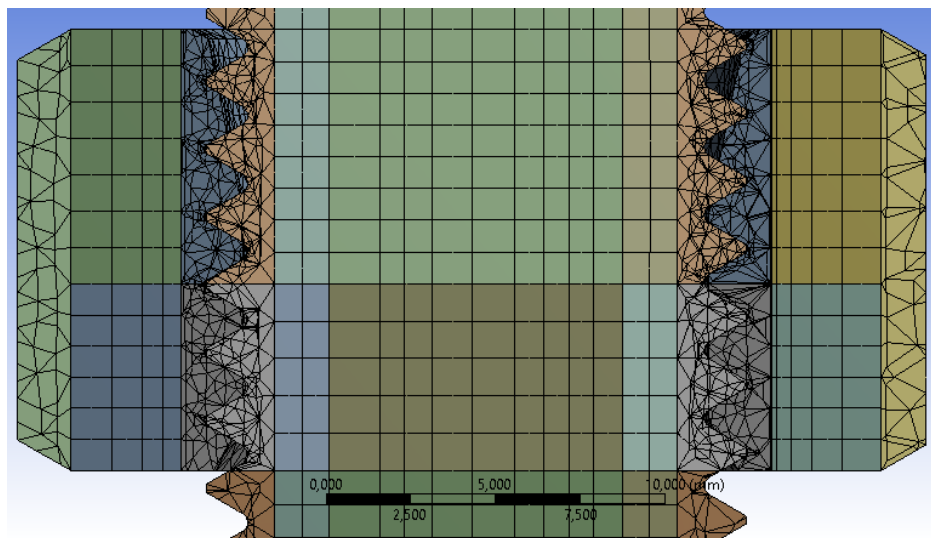


Figura 8-1 – Detalle de la malla de 103 000 elementos.

Fuente: Elaboración propia.

- Malla de 178 000 elementos:

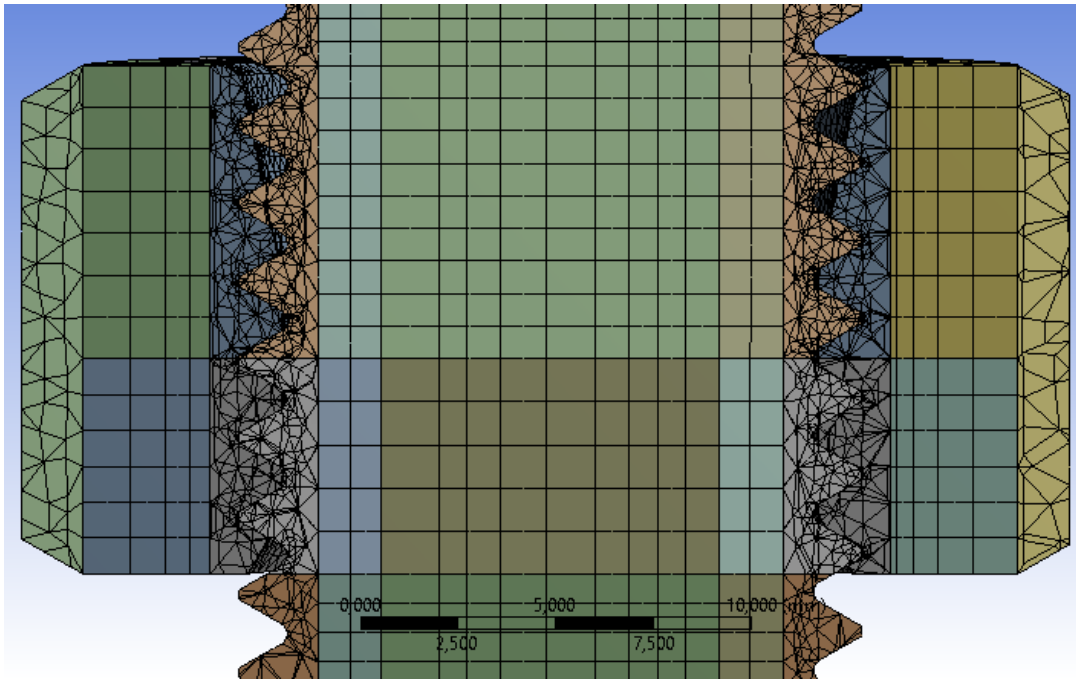


Figura 8-2 – Detalle de la malla de 178 000 elementos.

Fuente: Elaboración propia.

- Malla de 462 000 elementos:

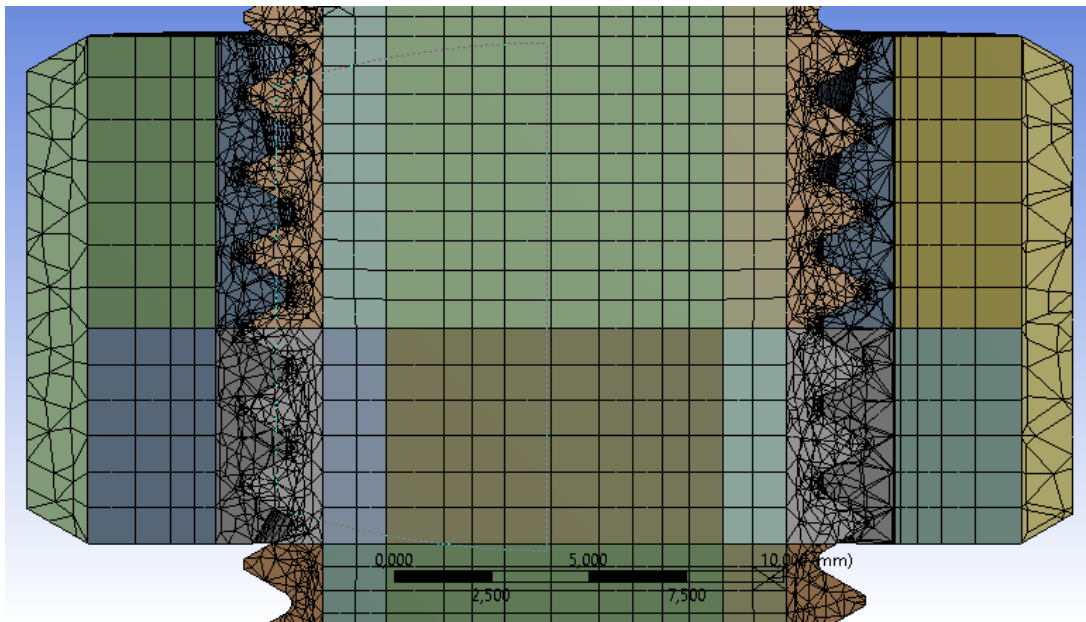


Figura 8-3 – Detalle de la malla de 462 000 elementos.

Fuente: Elaboración propia.

- Malla de 730 000 elementos:

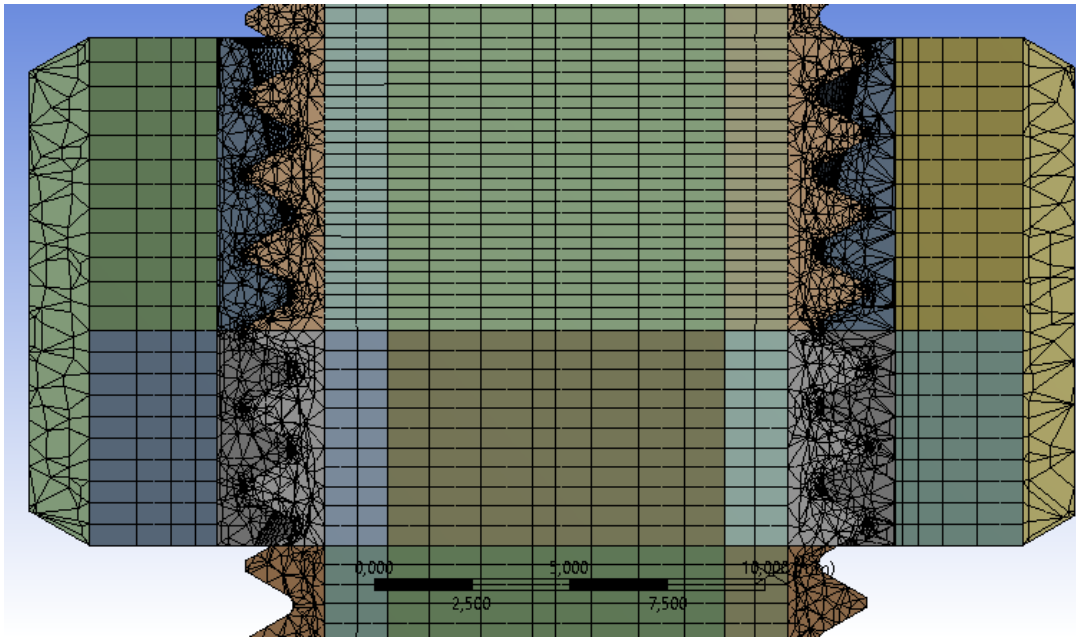


Figura 8-4 – Detalle de la malla de 730 000 elementos.

Fuente: Elaboración propia.

- Malla de 1 218 000 elementos:

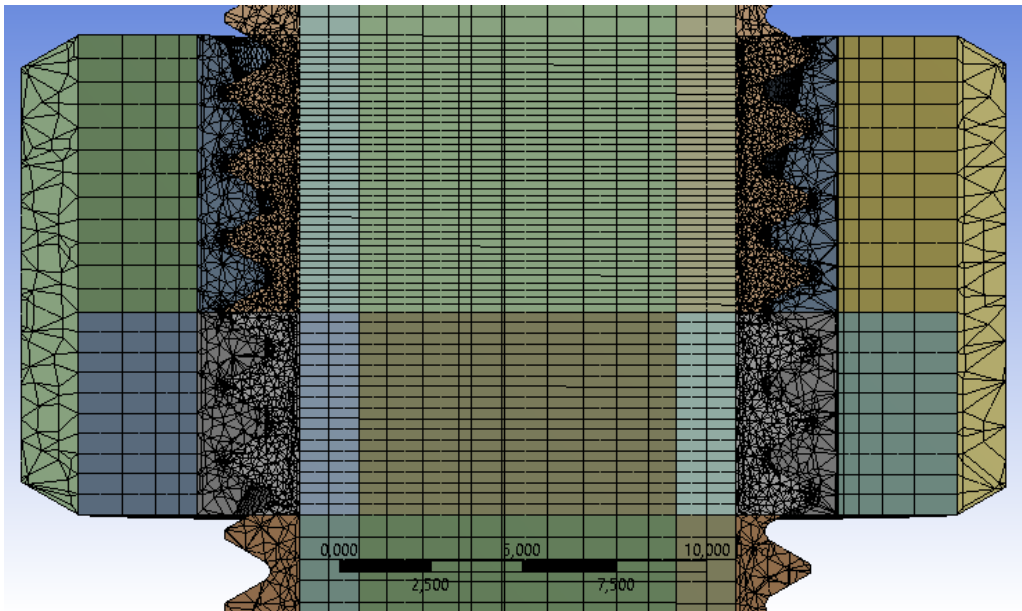


Figura 8-5 – Detalle de la malla de 1 218 000 elementos.

Fuente: Elaboración propia.

En todos ellos los valores máximos se daban en el primer filete de la rosca del tornillo que está en contacto con la tuerca. En la figura 8-6 se muestran la distribución de tensiones en la rosca del tornillo para los casos 1 y 3 (103 000 elementos y 462 000 elementos respectivamente).

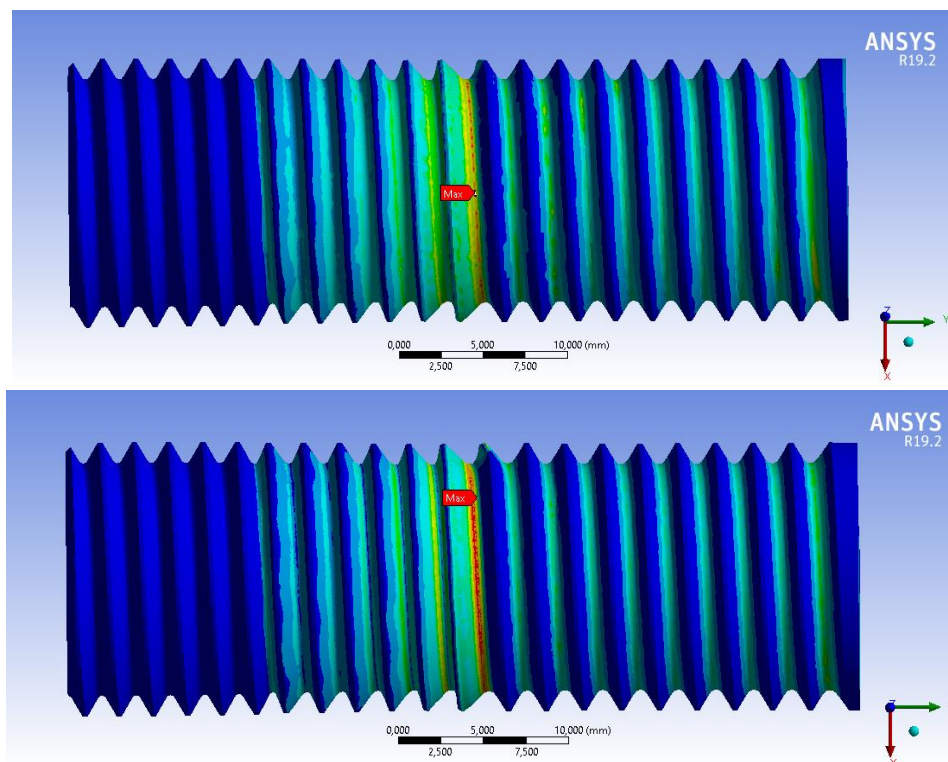


Figura 8-6 – Distribución de tensiones de Von Mises en la rosca del tornillo.

Fuente: Elaboración propia.

Para el análisis de convergencia se han utilizado las condiciones de contorno comentadas en el apartado 7.2.1, ya que la carga era puramente axial e igual a 125 kN. El análisis es elástico lineal. Se ha escogido esta carga porque es similar a la máxima carga aplicada en los ensayos experimentales realizados sobre tornillos M16 en el proyecto “Estudio experimental de la vida a fatiga en uniones atornilladas” [25]. Los 125 kN resultan de aplicar 100 kN de apriete 100 kN de carga axial. De los últimos 100 kN aplicados como carga axial, debido a la rigidez del sistema, el tornillo recibe un 25 % aproximadamente, que resultan ser los 25 kN restantes hasta alcanzar la cifra de 125 kN.

En la siguiente tabla se muestra la máxima tensión de Von Mises existente en la rosca del tornillo para cada malla. También se muestra información sobre la calidad de cada malla mediante los ratios de calidad y distorsión que ofrece ANSYS.

Nº de miles de elementos	103	178	462	730	1293
Calidad media (Element Quality)	0,61	0,64	0,67	0,67	0,72
Desviación de la calidad	0,20	0,18	0,17	0,17	0,17
Distorsión media (Skewness)	0,49	0,47	0,45	0,46	0,39
Desviación de la distorsión	0,25	0,23	0,22	0,22	0,23
σ VM max rosca tornillo carga axial [MPa]	2942,62	3253,03	3267,23	3450,37	3543,1

Tabla 8-2 – Comparación de la calidad, la distorsión y el valor de las tensiones de Von Mises entre mallas.

Fuente: Elaboración propia.

Es conveniente recordar que el valor objetivo de la calidad es uno cercano a la unidad, mientras que el valor objetivo de la distorsión es que sea nula o lo menor posible.

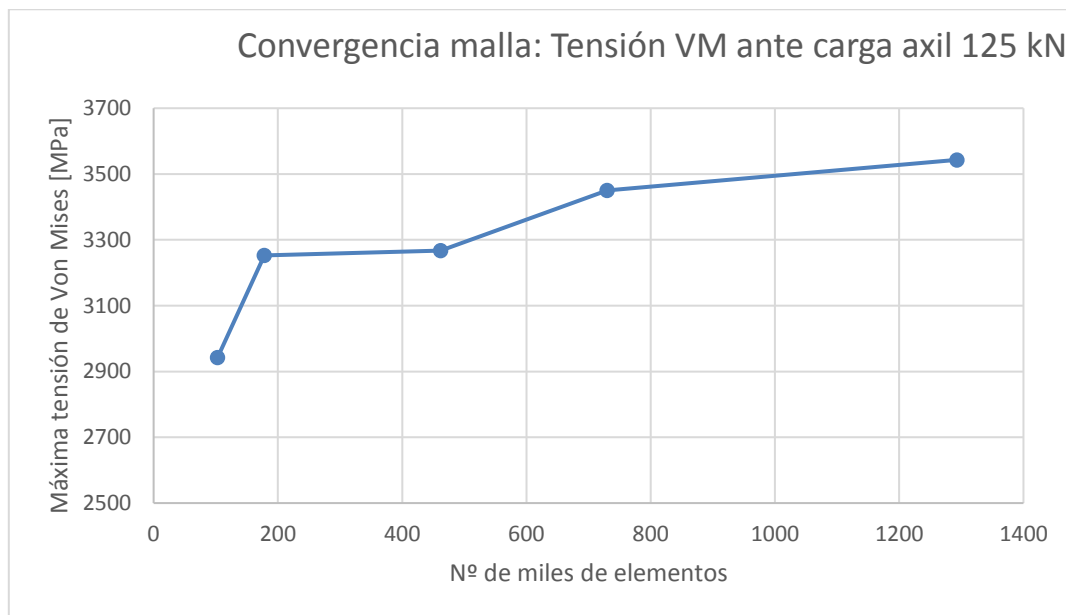


Figura 8-7 – Evolución de tensiones con la densidad de malla.

Fuente: Elaboración propia.

El valor de las tensiones es el esperado aproximadamente. Se conoce que las roscas de los tornillos tienen un factor de tensiones igual a 3,5 aproximadamente. Por lo tanto, la tensión del tornillo debe estar alrededor de tres veces la tensión nominal a la que está sometido. Como la carga es axial de valor 125 kN y la sección resistente de un tornillo M16 es 157 mm², la tensión nominal es:

$$\sigma_{nom} = \frac{125\,000\,N}{157\,mm^2} = 796,2\,MPa$$

Por lo tanto, las tensiones aproximadas estarán alrededor de los 2800 MPa. Los resultados obtenidos cumplen con esta primera aproximación, aunque la convergencia se dirige hacia valores mayores. Esto puede ser debido a que el análisis es elástico, sin endurecimiento por deformación, por lo que dista de la realidad considerablemente. De todos modos, en un análisis de convergencia de malla, la precisión del resultado no es el objetivo. El principal objetivo, como se viene comentando a lo largo de este apartado, es la convergencia de estos.

Puede observarse que las tensiones van en aumento, pero existe cierta convergencia en los resultados, ya que la diferencia es menor conforme se densifica la malla. De hecho, la última malla ofrece resultados que varían poco respecto a los anteriores; tan solo un 2,6 %.

Sin embargo, la última malla tiene tantos elementos que el tiempo de cálculo es excesivo para ser resuelto con un ordenador doméstico, de 6 GB de memoria RAM. En dicho ordenador el tiempo de cálculo fue de aproximadamente 30 horas. El mismo modelo, resuelto en un ordenador de trabajo, con 16 GB de RAM, fue resuelto en 1 hora. Esto quiere decir que la malla utilizada es viable, pero marca ciertos requisitos para poder ser utilizada.

Además, los cálculos realizados son bajo un modelo elástico lineal. La adición de plasticidad al modelo provocará que la convergencia sea aún más complicada y requiera de mayores prestaciones computacionales.

En las próximas figuras puede observarse que la calidad y la distorsión mejoran, pero poco a poco. Podría llegar a utilizarse una malla con la misma tipología y aún más elementos siempre que se resolviera en con un equipo de trabajo, con mayores prestaciones que uno convencional.

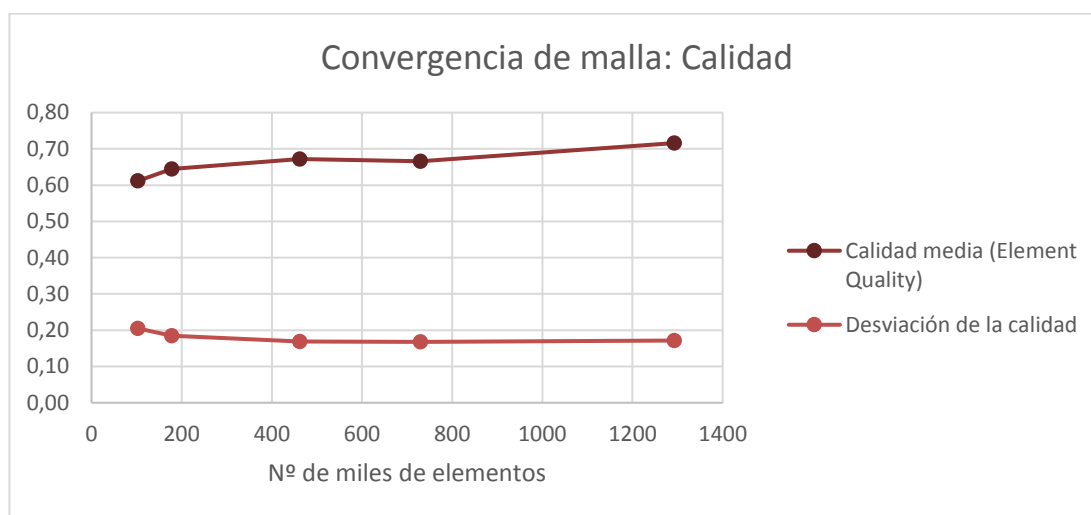


Figura 8-8 – Evolución de la calidad de los elementos con la densidad de malla.

Fuente: Elaboración propia.

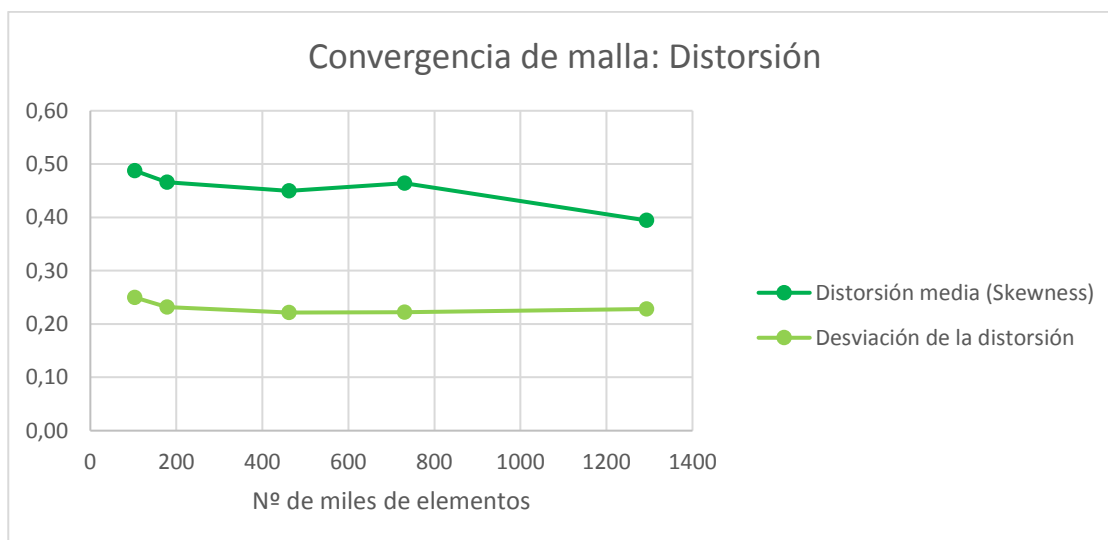


Figura 8-9 – Evolución de la distorsión media de los elementos con la densidad de malla.

Fuente: Elaboración propia.

8.2 Análisis de convergencia de malla con apoyo no paralelo (flexión)

Es bien sabido que los elementos se comportan mejor o peor según las cargas a las que se ven sometidos. En ocasiones, la flexión aporta gradientes de tensión y formulaciones que reducen la funcionalidad de algunos elementos, especialmente de los elementos lineales. Por ello, se realiza a continuación otro análisis de convergencia de malla, esta vez añadiendo la carga de flexión debida a un apoyo no paralelo.

Tal y como se comentó en el apartado 7.2.1., la carga de flexión se aplicará considerando un apoyo no paralelo de la cabeza del tornillo sobre el objeto sujetado. Esta forma de aplicación es la más fiel a la realidad en las uniones atornilladas.

Las mallas empleadas serán las mismas que en el análisis de convergencia de malla anterior. Por lo que la comparación de las mallas continúa siendo la misma, así como los parámetros de mallado de cada una de ellas.

Los resultados obtenidos se muestran en la tabla 8-3 y en el gráfico 8-10.

Nº de miles de elementos	103	178	462	730	1293
Calidad media (Element Quality)	0,61	0,64	0,67	0,67	0,72
Desviación de la calidad	0,20	0,18	0,17	0,17	0,17
Distorsión media (Skewness)	0,49	0,47	0,45	0,46	0,39
Desviación de la distorsión	0,25	0,23	0,22	0,22	0,23
σ VM max rosca tornillo carga de flexión [MPa]	9487,3	9498,3	10551	10925	11011

Tabla 8-2 – Comparación de la calidad, la distorsión y el valor de las tensiones de Von Mises entre mallas.

Fuente: Elaboración propia.

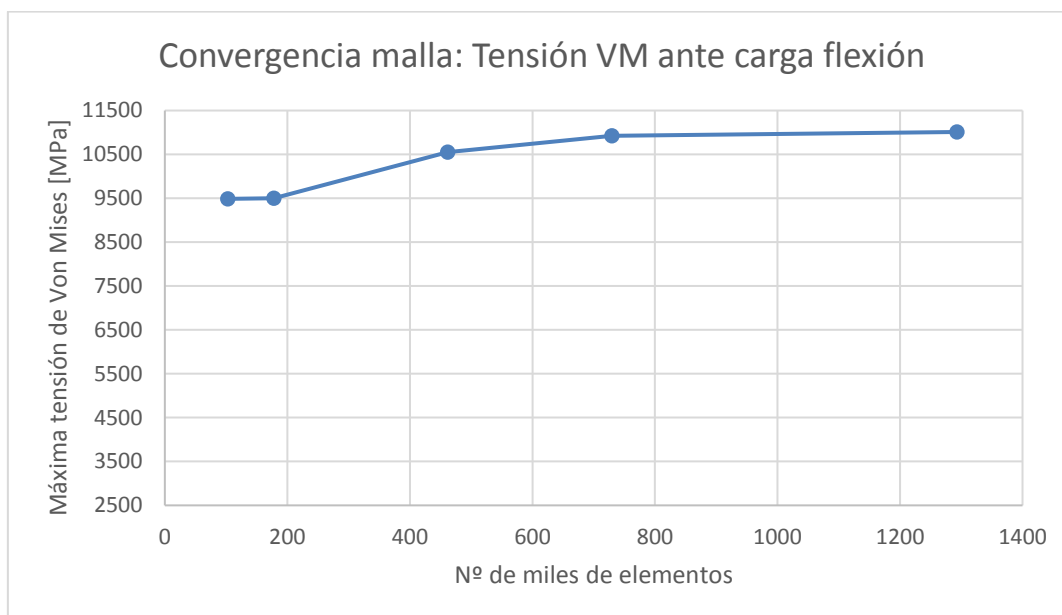


Figura 8-10 – Evolución de tensiones con la densidad de malla con apoyo no paralelo.

Fuente: Elaboración propia.

Puede observarse que la convergencia de la malla es incluso mejor que en el caso de tracción. Por lo que puede darse como válida la malla utilizada. Sin embargo, al igual que en el caso de tracción, el tiempo de resolución es demasiado para ordenadores convencionales (entre 6 y 8 GB de memoria RAM), por lo que es conveniente utilizar equipos destinados al cálculo de sistemas (16 GB de RAM aproximadamente).

Para poder utilizar un ordenador convencional, habría que disminuir el número de elementos manteniendo los resultados y la calidad de la última malla probada en este apartado. Para ello, una operación clave sería cambiar los elementos tetraédricos por elementos hexaédricos. Esta y otras operaciones son comentadas en el apartado “Modificaciones del modelo”, presentado más adelante.

9 ANÁLISIS ELASTOPLÁSTICO

Si no sabes hacia qué puerto zarpa tu barco, ningún viento te será favorable.

- Rupert Murdoch -

Para los análisis realizados hasta ahora, solo interesaba el orden de magnitud del resultado numérico. Lo que realmente primaba era el aspecto cualitativo y la comparación entre resultados. Sin embargo, para afrontar los análisis elastoplásticos que de ahora en adelante se presentan, será necesario establecer las propiedades del material de modo que los resultados sean lo más realistas posible.

9.1 Propiedades del material

En las siguientes líneas se exponen las propiedades tomadas para modelar el acero al carbono de calidad 10.9 del cual están fabricados el tornillo y la tuerca. Se realizará un modelo elastoplástico casi perfecto como simplificación del modelo real. Esta simplificación es considerablemente correcta teniendo en cuenta que la curva tensión – deformación del material presenta un módulo tangente (E_T) muy pequeño. El Módulo Tangente es análogo al Módulo de Elasticidad, pero para el régimen plástico. Es la pendiente de la recta aproximada de la curva tensión – deformación a partir del límite de fluencia, es decir, en la región plástica.

Para realizar un modelo elastoplástico hay que elegir la forma de dar las propiedades plásticas. Existen dos tipos de endurecimientos: El isotrópico y el cinemático. El endurecimiento isotrópico es utilizado para grandes deformaciones y vidas de muy pocos ciclos. El endurecimiento cinemático es el utilizado para vidas a fatiga largas con pequeñas deformaciones. Según el análisis, se elegirá uno u otro. Otra elección que hay que hacer es elegir si se dan los puntos de la curva tensión – deformación o si se trabaja con el módulo tangente. Como ya se ha adelantado, se trabajará con el módulo tangente para mayor simplicidad.

Las propiedades tomadas se resumen en la figura 9-1 a continuación. Todos los datos han sido tomados o bien de la norma VDI [4] de tornillos o bien páginas web de fabricantes como la tornillera Aragonesa [5].

Properties of Outline Row 3: Acero 10.9			
	A	B	
1	Property	Value	
2	Material Field Variables	Table	
3	Density	7850	kg m ⁻³
4	Isotropic Elasticity		
5	Derive from	Young's Modulus a...	
6	Young's Modulus	2,05E+05	MPa
7	Poisson's Ratio	0,3	
8	Bulk Modulus	1,7083E+11	Pa
9	Shear Modulus	7,8846E+10	Pa
10	Bilinear Isotropic Hardening		
11	Yield Strength	900	MPa
12	Tangent Modulus	700	MPa

Figura 9-1 – Propiedades del acero al carbono de calidad 10.9 modelado.

Fuente: Elaboración propia.

Tras introducir los datos en la sección ‘*Engineering Data*’ del bloque ‘*Static Structural*’ se obtiene esta curva tensión - deformación.

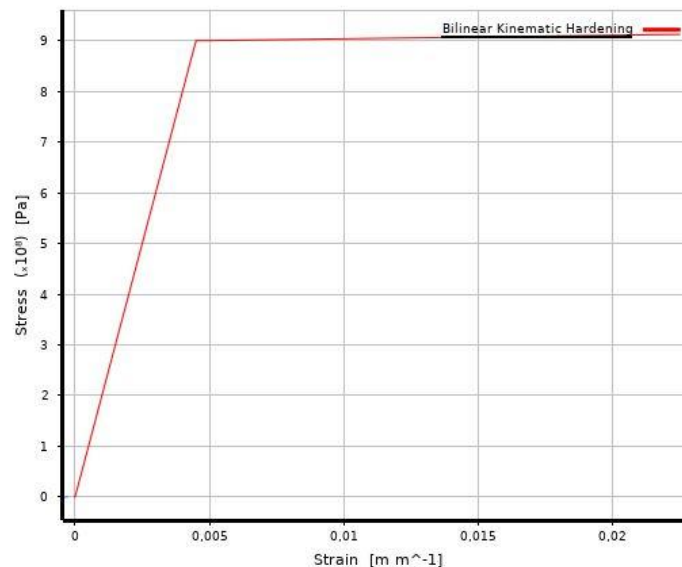


Figura 9-2 – Curva tensión – deformación del acero al carbono de calidad 10.9 modelado.

Fuente: Elaboración propia.

El cálculo elastoplástico consiste en cargar, descargar y volver a cargar el tornillo a tracción. Al tratar con un material elastoplástico, con endurecimiento, la carga y descarga provocará cambios en el material, originando así tensiones distintas al caso elástico. Además, al ser un material elastoplástico, existe un límite superior en las tensiones, por lo que no se pueden obtener tensiones por encima de dichos valores.

9.2 Carga impuesta

La carga de tracción impuesta tiene los mismos valores que el primer ciclo de carga de los tornillos con los que se realizaron las experimentaciones en el Trabajo de Fin de Máster *Estudio experimental de la vida a fatiga en uniones atornilladas* [25]. Como en dicho documento se explica, la carga es la suma del apriete y la parte de carga de la máquina que se lleva el tornillo debido al reparto de rigideces.

El apriete dado implica una carga axial de 100 kN sobre el tornillo y la carga de la máquina fluctúa entre 98,1 kN y 10 kN. Como la rigidez equivalente del tornillo es 0,24, la fuerza aplicada sobre el tornillo fluctúa entre los siguientes valores:

$$F_{max} = 100 + 0,24 \cdot 98,1 = 123,5 \text{ kN}$$

$$F_{min} = 100 + 0,24 \cdot 10 = 102,4 \text{ kN}$$

Partiendo desde la descarga, se aplican las cargas comentadas. En la figura 9-3 se muestra el perfil de carga aplicada.

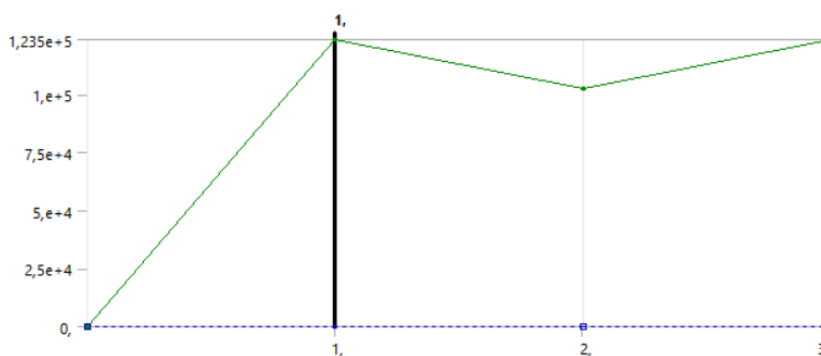


Figura 9-3 – Perfil de carga aplicado en el cálculo elastoplástico.

Fuente: Elaboración propia.

9.3 Resultados

Al tratarse de un cálculo elastoplástico con contacto friccional, más de un millón de elementos y tres pasos de carga, la carga computacional es considerablemente alta. Resolviendo en un ordenador de 16 GB de RAM la resolución se ha extendido en el tiempo 26 horas y 43 minutos, como se expone en la figura 9-4 donde se resumen las características de la resolución.

Details of "Solution (B6)"	
Adaptive Mesh Refinement	
Max Refinement Loops	1,
Refinement Depth	2,
Information	
Status	Done
<input type="checkbox"/> MAPDL Elapsed Time	26 h 43 m
MAPDL Memory Used	13,047 GB
MAPDL Result File Size	17,749 GB
Post Processing	
Beam Section Results	No
On Demand Stress/Strain	No

Figura 9-4 – Características de la resolución del análisis elastoplástico.

Fuente: Elaboración propia.

La realización de este cálculo resulta de interés para poder visualizar el estado tensional del tornillo tras un ciclo de carga. En los ensayos de fatiga realizados en el Trabajo de Fin de Máster “*Estudio experimental de la vida a fatiga en uniones atornilladas*” [25], se tienen cientos de miles de ciclos, pero se asume que la diferencia de tensión entre puntos de la rosca será similar. El objetivo es observar la diferencia tensional entre el punto crítico (el que tenga mayor tensión) y varios puntos situados a distintos ángulos de rosca y comparar dichos valores a los de una unión similar, pero con tuerca recta, cuyo análisis se realiza en otro documento.

9.3.1 Curva tensión – deformación

En la figura 9-5 se muestra la curva tensión - deformación tomada por la unión teniendo en cuenta las propiedades elastoplásticas impuestas y las cargas y la descarga impuestas.

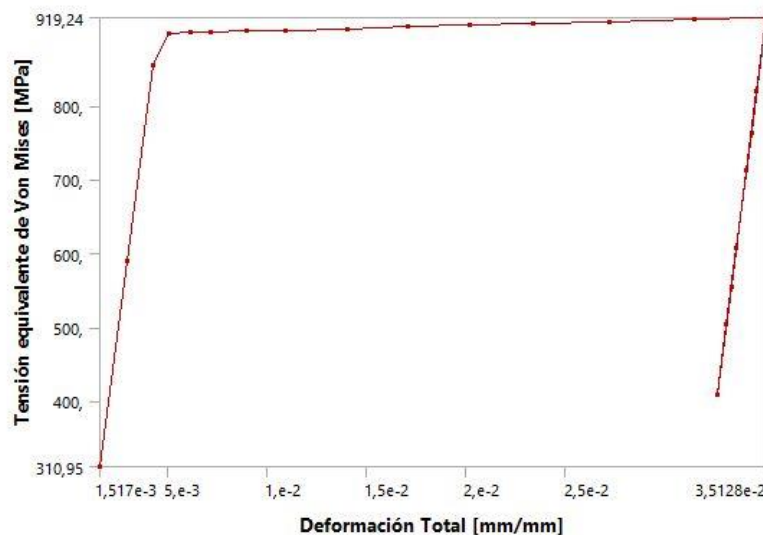


Figura 9-5 – Curva tensión - deformación tomada por la unión atornillada para la carga impuesta.

Fuente: Elaboración propia.

Puede observarse como se produce la subida con pendiente igual al Módulo de Young hasta llegar a la zona plástica. Posteriormente, como la carga continúa aumentando, la tensión recorre la curva

a través del Módulo Tangente dado. Cuando se produce la descarga, se desciende con la pendiente del Módulo de Young y luego, al cargar de nuevo, se sube por la misma zona hasta llegar de nuevo a la zona plástica en el mismo lugar donde se finalizó la carga anterior.

Al estar superpuestas la subida y la bajada, no se aprecia que dicho tramo de la curva se ha realizado en ambos sentidos. Para apreciar la subida y bajada se muestra la figura 9-6, aunque requiere una explicación especial por su rareza. La figura 9-6 es igual que la 9-5 pero superponiendo la representación del tiempo frente a la deformación total. El tiempo está en el eje de ordenadas. Como se trata del tiempo, la curva es siempre creciente en el eje de ordenadas, pero como la deformación crece y decrece en el tramo de descarga, la curva del tiempo decrece en abscisas en dicho tramo.

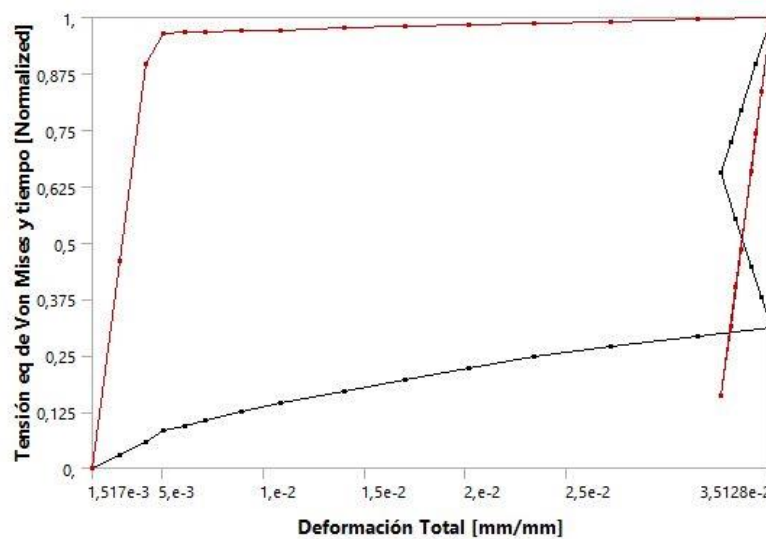


Figura 9-6 – Curva tensión – deformación y tiempo tomada por la unión atornillada.

Fuente: Elaboración propia.

9.3.2 Distribución de tensiones

Como se comentó en el primer apartado de este documento, la influencia de la rosca con corte cónico debe de uniformizar las tensiones en los puntos críticos de la rosca, pero la distribución de tensiones debe ser similar. Dicha distribución de tensiones se muestra en varias figuras a continuación.

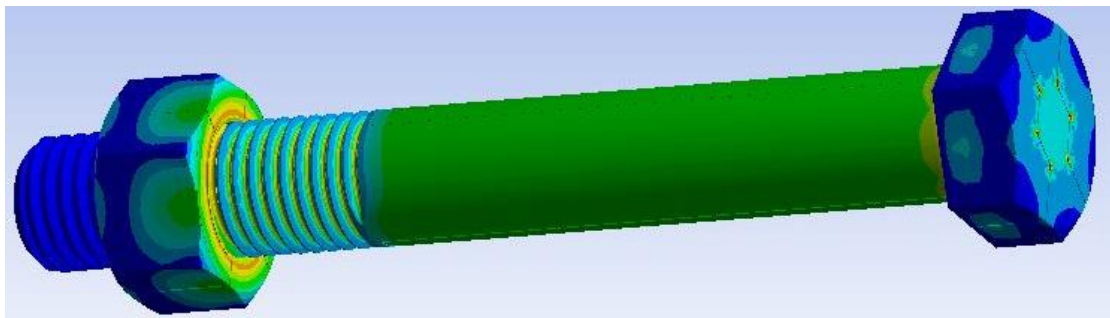


Figura 9-7 – Distribución de la tensión equivalente de Von Mises en la unión atornillada.

Fuente: Elaboración propia.

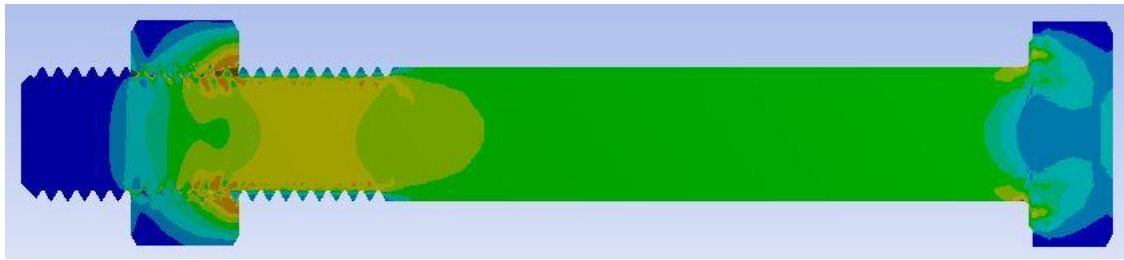


Figura 9-8 – Vista en sección de la distribución de la tensión equivalente de Von Mises.

Fuente: Elaboración propia.

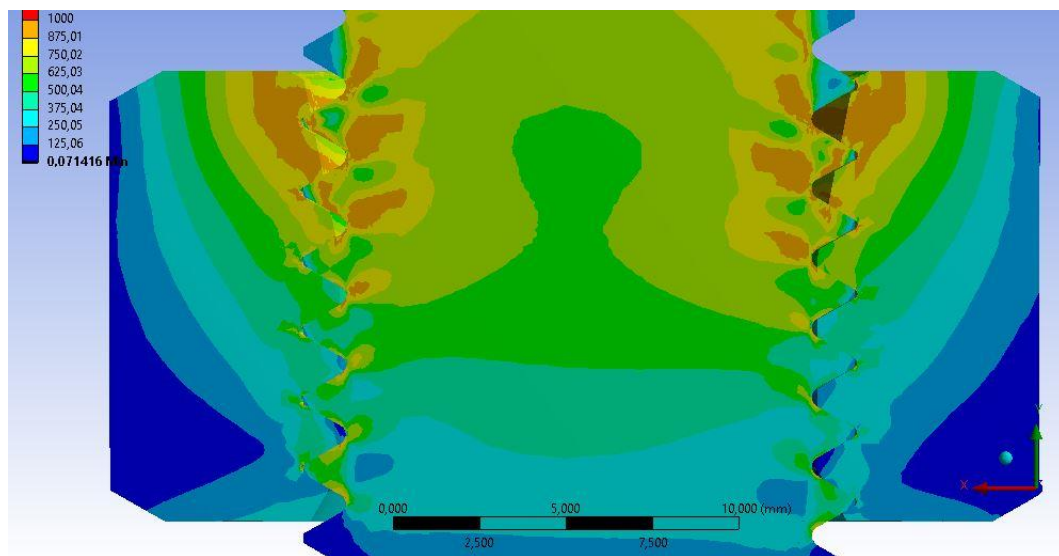


Figura 9-9 – Detalle de la distribución de la tensión equivalente de Von Mises en la unión roscada.

Fuente: Elaboración propia.

Puede observarse que la distribución es similar a la de una unión con tuerca recta. La tensión sufrida es menor conforme se descende de diente en diente, siendo así el primer diente completamente dentro de la unión el que se lleva mayor carga.

Esto mismo puede observarse también en la figura 9-10 se muestra la distribución en el tramo de rosca del tornillo coincidente con la rosca de la tuerca.

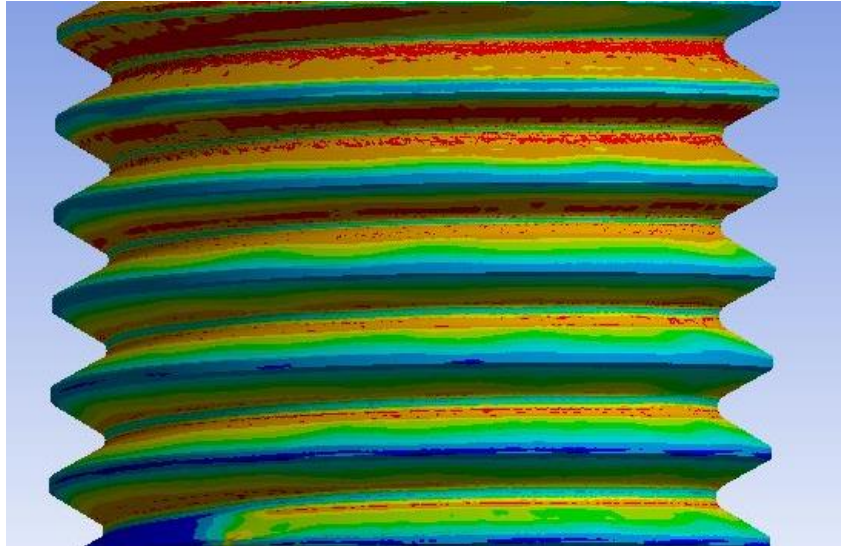


Figura 9-10 – Detalle de la distribución de la tensión equivalente de Von Mises en el tramo de rosca del tornillo coincidente con la tuerca.

Fuente: Elaboración propia.

9.3.3 Valores de tensión en puntos críticos

Observando los puntos del tramo de rosca del tornillo coincidente con la rosca de la tuerca puede obtenerse el punto de la superficie donde la tensión de Von Mises es máxima. Dicho punto, como se puede observar en la figura 9-11, se encuentra en el primer cuarto de la segunda vuelta de rosca si se empieza a contar desde el principio de la coincidencia con la tuerca. Como era de esperar, la máxima tensión se obtiene en el valle de la rosca del tornillo.

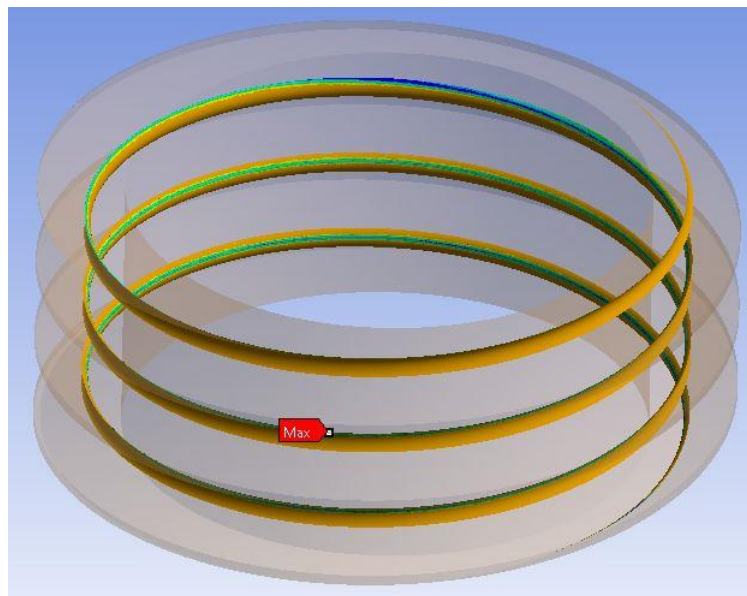


Figura 9-11 – Punto de máxima tensión en la rosca del tornillo.

Fuente: Elaboración propia.

El valor de dicha tensión es 1005,6 MPa. Los puntos situados a $+90^\circ$, $+180^\circ$, -90° y -180° tienen las tensiones recogidas en la tabla 9-1 expuesta a continuación.

Cota respecto a crítico	Ángulo girado	$\sigma_{eq VM}$ [MPa]
Critico	$\pm 0^\circ$	1005,60
+0,5 mm	$+ 90^\circ$	912,86
+1 mm	$+ 180^\circ$	906,84
-1 mm	$- 180^\circ$	916,87
-0,5 mm	$- 90^\circ$	955,52

Tabla 9-1 – Tensiones en puntos superficiales de la rosca respecto al crítico.

Fuente: Elaboración propia

Si se observa el gráfico de la figura 9-12 se puede observar como las tensiones ascienden hasta el pico y luego descienden, tal y como era de esperar por el reparto de carga explicado en el primer apartado de este documento.

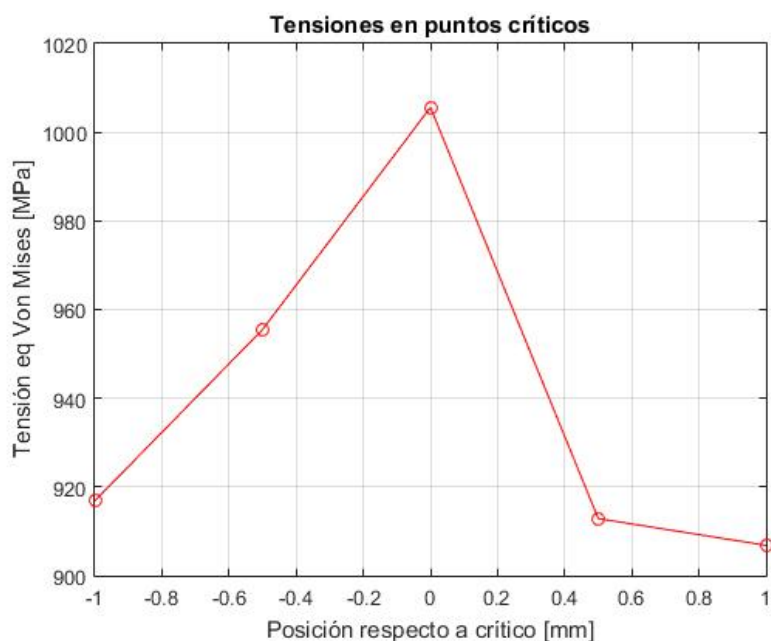


Figura 9-12 – Gráfico de tensiones en puntos de la rosca del tornillo situados respecto al crítico.

Fuente: Elaboración propia.

El eje de abscisas del gráfico expuesto son los milímetros en altura que hay de diferencia entre el punto donde se mira la tensión y el punto crítico. Como el paso de la rosca del tornillo es 2 mm, cada 0,5 mm supone 90° de giro respecto del punto crítico.

En la figura 9-13 se muestra una vista en planta de la rosca donde se pueden observar los puntos estudiados y sus tensiones equivalentes de Von Mises. Se han superpuesto sobre la imagen dos líneas superpuestas que forman un ángulo recto perfecto para corroborar que la situación de los puntos estudiados es la que debe.

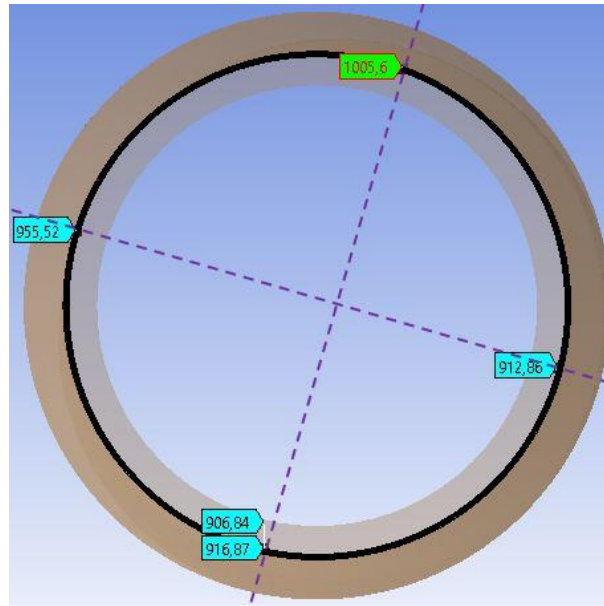


Figura 9-13 – Puntos estudiados situados sobre el modelo.

Fuente: Elaboración propia.

Los puntos estudiados hasta ahora son superficiales. Sin embargo, resulta de interés estudiar las tensiones a cierta distancia ‘a’ del valle de la rosca. Esta distancia puede determinarse a partir de la siguiente fórmula:

$$a = \frac{1}{2\pi} \cdot \left(\frac{\Delta k_{th}}{\Delta \sigma_f} \right)^2$$

Donde la Δk_{th} es el umbral de crecimiento de grieta para el acero, cuyo valor suele estar entre 6 y 8 MPa. $\Delta \sigma_f$ es el límite de fatiga, el cual es aproximadamente el 50 % de la tensión de rotura, que es 1000 MPa, por lo que el límite de fatiga es 500 MPa aproximadamente.

Por lo tanto, $a = 40 \mu\text{m} = 0,04 \text{ mm}$. Para determinar la tensión en dichos puntos, pero a una profundidad de 40 micrómetros, se genera un “Path” por cada punto. Para generar dicho “camino”, se crea un sistema de referencia cada punto con el eje X orientado hacia el centro de la sección del tornillo.

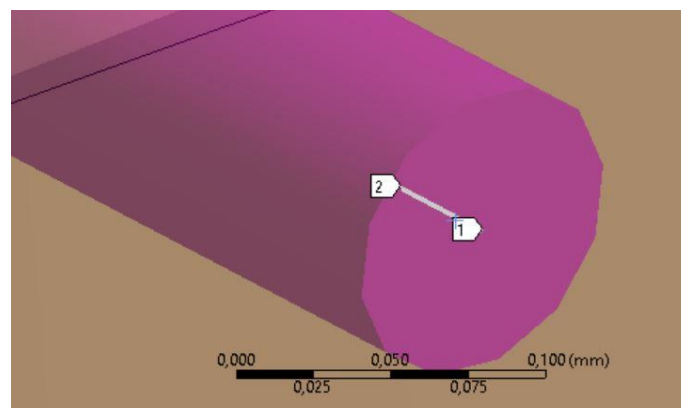


Figura 9-14 – Path de 0,04 mm entre los puntos 1 y 2.

Fuente: Elaboración propia.

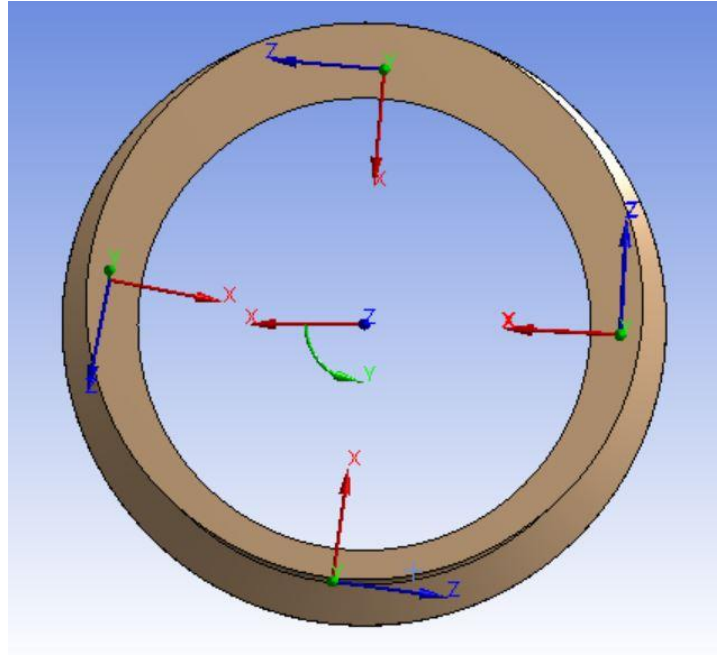


Figura 9-15 – Sistemas de referencia creados.

Fuente: Elaboración propia.

Las tensiones en los puntos a 40 micrómetros se exponen en la siguiente tabla:

Cota respecto a crítico	Ángulo girado	$\sigma_{eq VM}$ [MPa]
Critico	$\pm 0^\circ$	733,09
+0,5 mm	$+ 90^\circ$	894,31
+1 mm	$+ 180^\circ$	897,70
-1 mm	$- 180^\circ$	905,45
-0,5 mm	$- 90^\circ$	629,62

Tabla 9-2 – Tensiones en puntos a 40 μm de la rosca respecto al crítico obtenidas a través de “Paths”.

Fuente: Elaboración propia

Puede observarse que, a esta distancia, las tensiones no mantienen las relaciones. La razón de ello puede ser física o debida a errores de malla, ya que se está tratando con temas que requieren alta precisión.

La evolución de la tensión a través del “Path” para el punto de referencia (0°) se muestra a continuación en la figura 9-16.

La malla en la zona cercana al valle de la rosca se muestra en la figura 9-17. Dicha malla podría refinarse, pero el número de elementos aumentaría en exceso, ya que en este modelo ya se tienen 1 443 000 elementos. Para aumentar la densidad de malla en dicha zona sería conveniente replantear las particiones de modo que se pudiera focalizar la precisión cerca de los valles. La forma de realizarlo se expone más adelante en el apartado 10.2 para futuras tareas de investigación.

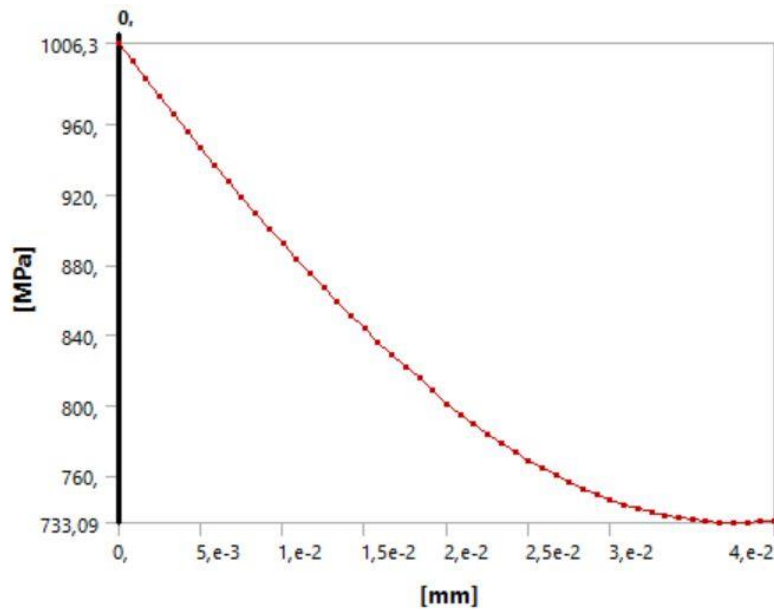


Figura 9-16 – Curva tensión – distancia del punto de referencia en el “Path”.

Fuente: Elaboración propia.

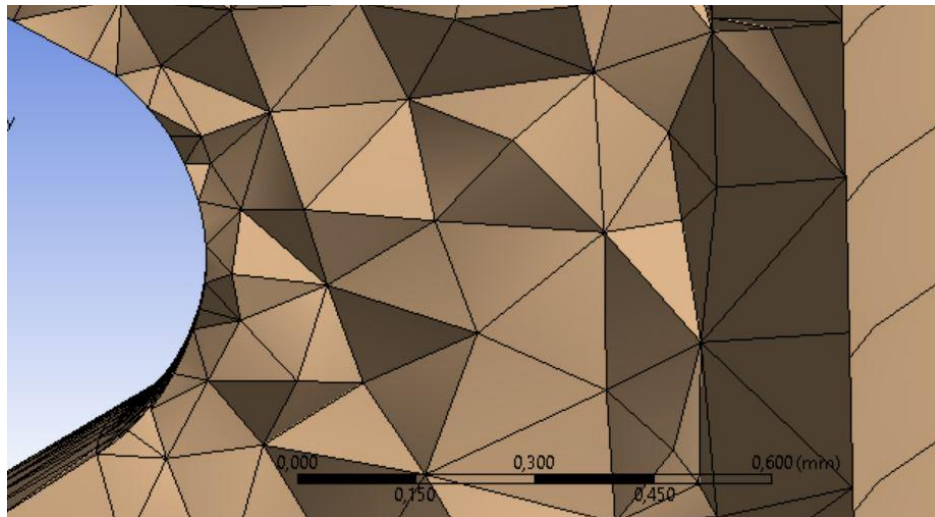


Figura 9-17 – Malla en la zona cercana a la rosca.

Fuente: Elaboración propia.

Para no depender únicamente de un punto y su entorno, como realiza la opción de “Path”, se genera también una superficie cilíndrica de diámetro tal que corte al tornillo a una distancia de 40 micrómetro del valle de la rosca. Para generar dicha superficie es preciso crear un sistema de referencia en el centro de la sección del tornillo, como puede observarse en la figura 9-16 mostrada anteriormente.

La superficie cilíndrica se muestra en la figura 9-18 a continuación. Su diámetro es de 13,146 mm ya que el diámetro menor de la rosca del tornillo es 13,546 mm según la norma DIN 913 [1] para los tornillos de métrica M16.

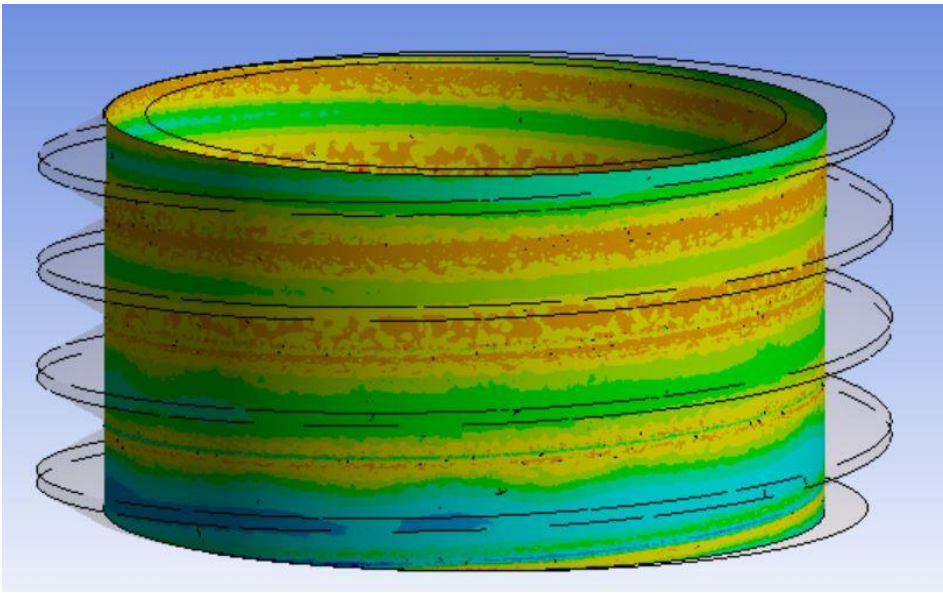


Figura 9-18 – Superficie cilíndrica con de 13,146 mm de diámetro con las tensiones equivalentes de Von Mises.

Fuente: Elaboración propia.

Si enfocamos sobre la zona donde cae uno de los puntos estudiados, se puede observar que la zona tiene numerosos puntos con picos y valles de tensión, por lo que es posible que los “*Paths*” tengan error si caen en dichas zonas.

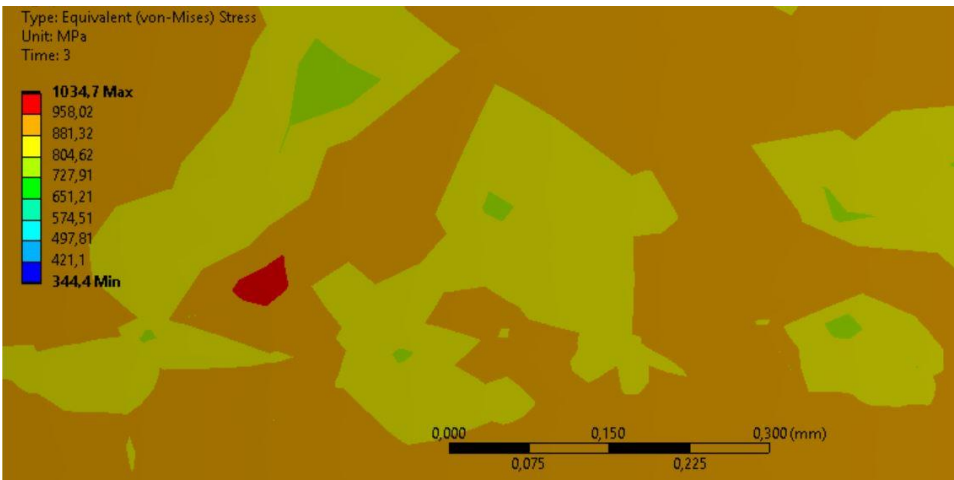


Figura 9-19 – Enfoque sobre la superficie cilíndrica de 13,146 mm.

Fuente: Elaboración propia.

Para tener otro punto de vista, se toman las tensiones observando la zona cercana a cada punto a 40 micrómetros de la superficie y se anota la tensión intermedia del rango que se observe en la zona. Tomando este patrón de actuación, las tensiones obtenidas son las que se exponen en la siguiente tabla:

Cota respecto a crítico	Ángulo girado	$\sigma_{eq VM}$ [MPa]
Critico	$\pm 0^\circ$	906,9
+0,5 mm	$+ 90^\circ$	897,34
+1 mm	$+ 180^\circ$	895,06
-1 mm	$- 180^\circ$	900,6
-0,5 mm	$- 90^\circ$	902,56

Tabla 9-3 – Tensiones en puntos a 40 μm de la rosca respecto al crítico obtenidas a través de la superficie.

Fuente: Elaboración propia

En este caso, las tensiones sí mantienen el orden de mayor a menor que tenían en el caso superficial. Sin embargo, como era de esperar, las tensiones son menos distintas en valor, es decir, son más uniformes. En la figura 9-20 se muestra el gráfico de tensiones en comparación con las obtenidas en la superficie.

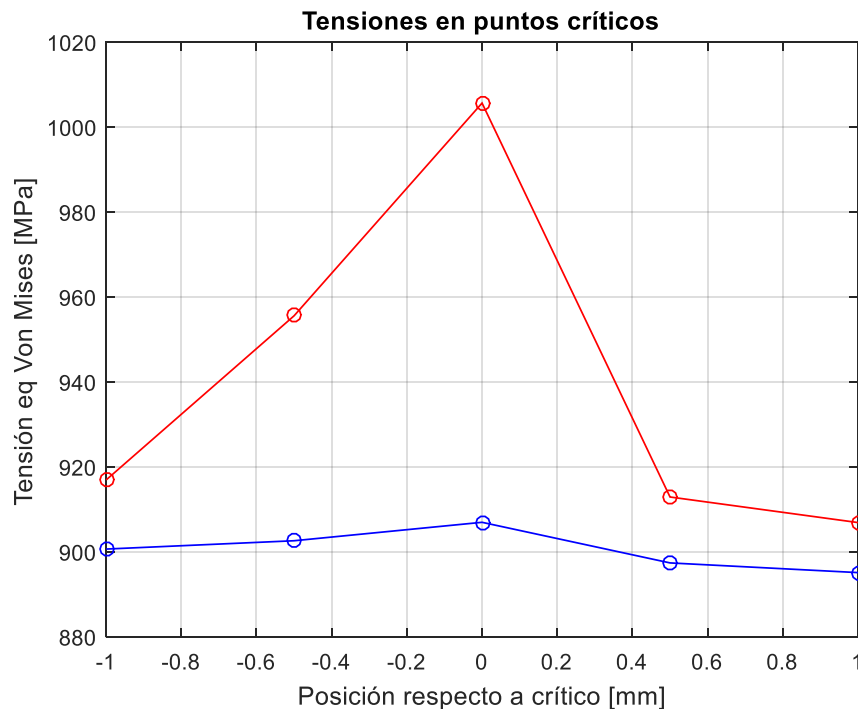


Figura 9-20 – Gráfico de tensiones en puntos de la rosca del tornillo situados respecto al crítico y a 40 micrómetros de profundidad.

Fuente: Elaboración propia.

10 POSIBLES MEJORAS DE MALLA

Tanto si piensas que puedes, como si piensas que no puedes, estás en lo cierto.

- Henry Ford -

Debido a que la malla a partir de la cual se comienzan a obtener resultados fiables es considerablemente pesada, se presentan a continuación algunos cambios a realizar sobre la geometría particionada con el objetivo de disminuir el número de elementos manteniendo la fiabilidad de los resultados.

Se puede observar en las figuras donde están representadas las mallas de las roscas del tornillo y de la tuerca (figura 8-5 del apartado 8.1), que la zona de las crestas y los valles acapara el mayor número de elementos, todos tetraédricos. En dicha zona se tiene aproximadamente el 85 % de todos los elementos del modelo.

Debido a ello, se decide separar los valles de las crestas de las roscas. La zona crítica de la unión atornillada son los valles, en especial los del tornillo, por lo que separándolos de las crestas de los filetes se pueden dividir los tamaños de malla. Además, las crestas, ya por separado, se pueden mallar con hexaedros. También se reduce el diámetro interno del cuerpo con forma de cilindro hueco que incluye a los valles.

A continuación, se comenta como se han realizado estos cambios y las repercusiones que han tenido sobre el modelo. Conviene aclarar que no se ha logrado poner en funcionamiento el modelo debido a errores de convergencia comentados en el último subapartado de este capítulo.

10.1 Modificaciones en la geometría

Los cambios en la geometría son, en realidad, cambios en las particiones de esta, no en la geometría del tornillo y la tuerca. Estos cambios repercuten posteriormente en el modelo (contacto, malla, condiciones de contorno...). En este primer apartado se comentan los cambios realizados solo en la geometría.

10.1.1 Malla hexaédrica en las crestas de las roscas

Para aclarar la idea sobre que sí se pueden obtener hexaedros en las crestas de una rosca helicoidal se pensó en las arandelas tipo Grower. Primero, se modeló una en Solidworks y se importó en ANSYS Workbench. En la figura 10-1 se presenta la arandela Grower modelada.

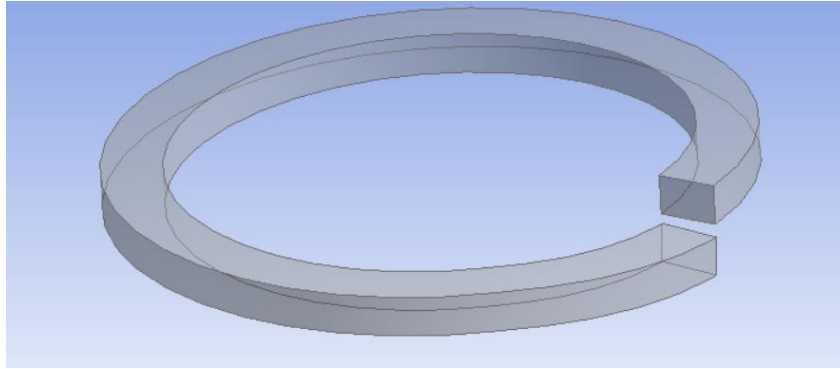


Figura 10-1 – Arandela Grower importada en DesignModeler desde Solidworks.

Fuente: Elaboración propia.

La arandela Grower es una sección cuadrada extruida a lo largo de una línea helicoidal. Una rosca es algo muy similar; la única diferencia es la sección que recorre la trayectoria. Si dicha sección es sencilla, el mallado *sweep* podrá realizarse, obteniendo así elementos hexaédricos. En la figura 10-2 se muestra la malla hexaédrica obtenida para la arandela Grower.

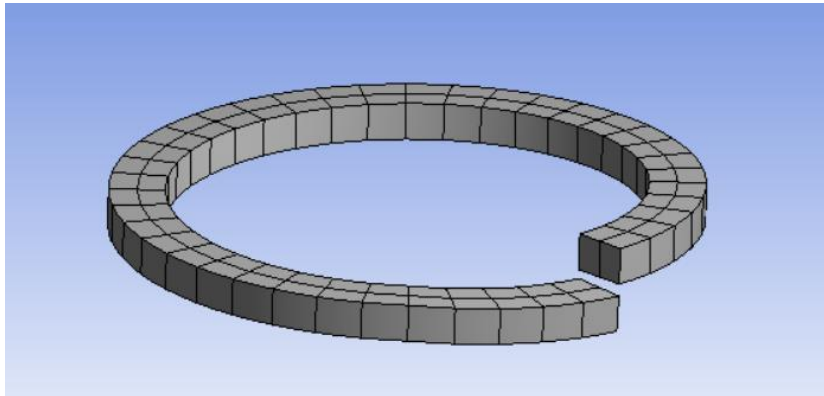


Figura 10-2 – Arandela Grower en el Mechanical de ANSYS Workbench.

Fuente: Elaboración propia.

Se ha empleado el programa SpaceClaim de ANSYS Workbench para realizar las variaciones en las particiones de geometría del modelo. La razón de ello es que SpaceClaim ofrece mejores herramientas que DesignModeler a la hora de realizar modificaciones. Así, además, se trabaja con ambos programas, ganando experiencia y conociendo herramientas de ambos.

Para dividir las crestas en cuerpos similares a arandelas Grower se realizan dos cortes: Uno longitudinal con una superficie de 13,84 mm de diámetro y otro también longitudinal, pero de un plano que divida el tornillo en dos hemisferios. En la figura 10-3 se muestran los cuerpos utilizados para la realización de los cortes.

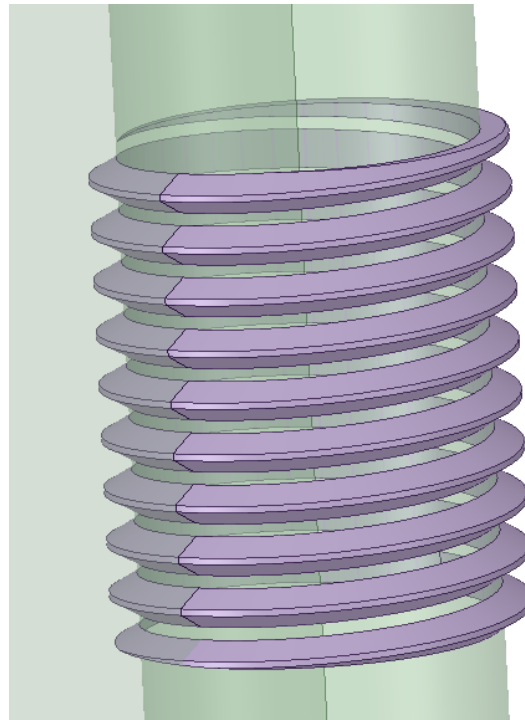


Figura 10-3 – Cortes realizados sobre la rosca del tornillo para separar las crestas del tornillo.

Fuente: Elaboración propia.

Con el corte con el cuerpo cilíndrico se separan las crestas de los valles mientras que con el corte con el plano se separan las crestas entre sí, de modo que se tienen multitud de arandelas Grower. En realidad, el plano corta por ambos lados a la rosca por lo que crea crestas de la mitad del paso. Para obtener crestas de paso completo es preciso combinar las crestas dos a dos con la herramienta “*Combine*”, resultando así la geometría final mostrada en la siguiente figura.

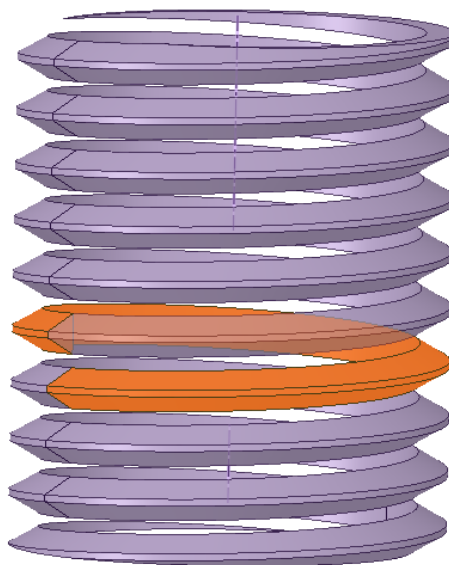


Figura 10-4 – Crestas del tornillo resultantes.

Fuente: Elaboración propia.

Gracias a esta partición sobre las crestas se puede obtener el mallado mostrado en las figuras 10-5 y 10-6 al pasar al programa Mechanical de ANSYS Workbench:

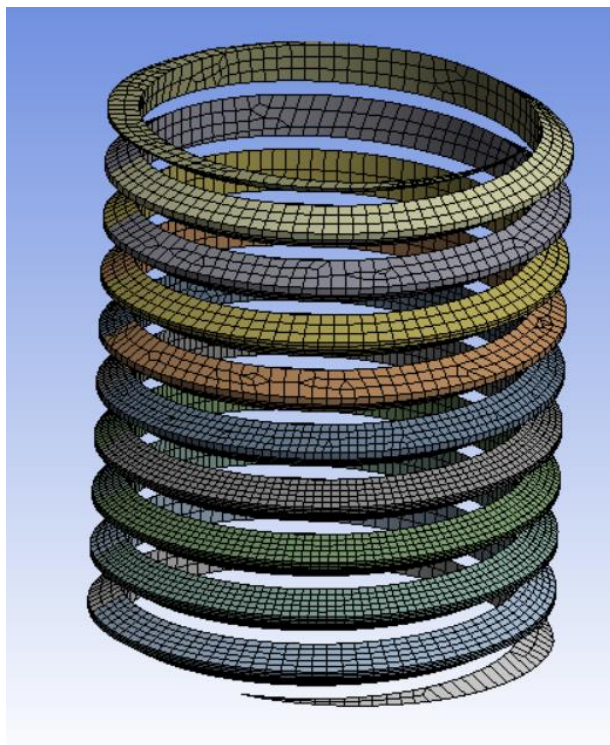


Figura 10-5 – Malla hexaédrica en las crestas del tornillo creadas.

Fuente: Elaboración propia.

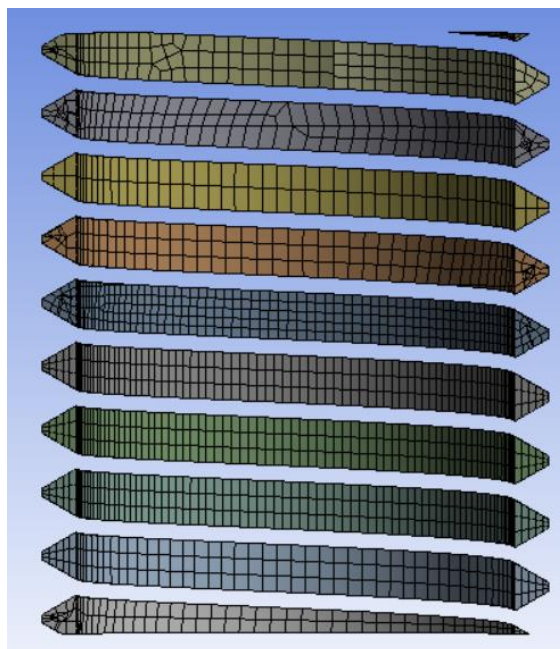


Figura 10-6 – Vista cortada de la malla hexaédrica en las crestas del tornillo creadas.

Fuente: Elaboración propia.

La forma de obtener la malla se comentará posteriormente en el subapartado correspondiente ya que no es tan fácil como en el caso de la malla anterior.

Este cambio se realiza del mismo modo, pero con un diámetro de 16 mm, sobre la tuerca. Sin embargo, en la tuerca hubo problemas de mallado si se obtenían crestas de paso completo, por lo que no se realizó la combinación de cuerpos, dejando así crestas de medio paso, como se muestra en la siguiente figura.

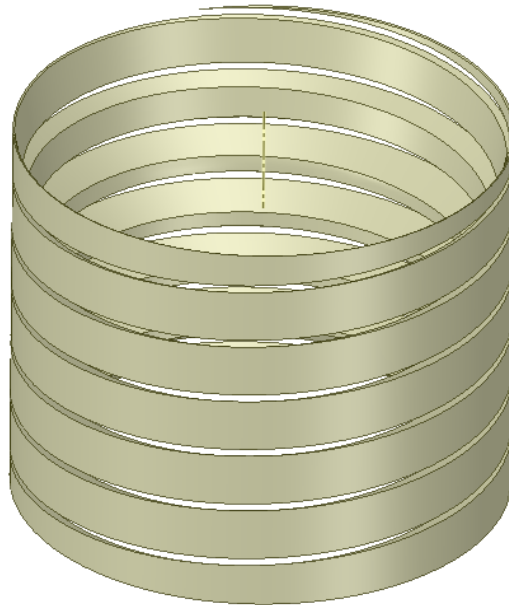


Figura 10-7 – Crestas resultantes de la tuerca.

Fuente: Elaboración propia.

La malla obtenida se muestra a continuación.

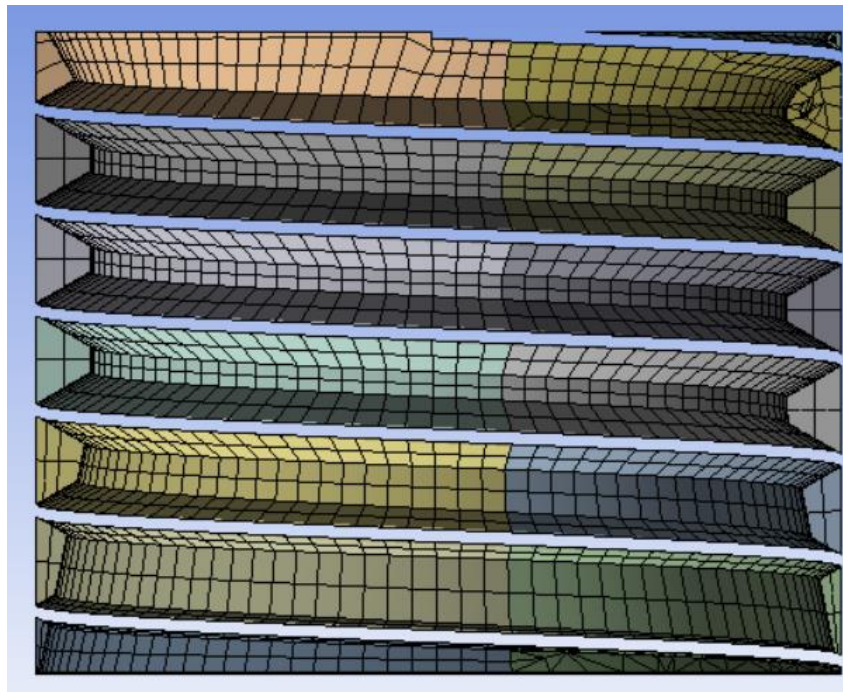


Figura 10-8 – Vista cortada de la malla hexaédrica en las crestas de la tuerca creadas.

Fuente: Elaboración propia.

10.1.2 Mallado fino en los valles

Gracias a la separación entre crestas y valles, estos últimos pueden tener un mallado denso. El número de elementos no se disparará tanto porque el volumen se ha reducido quitando las crestas.

La geometría de los valles del tornillo y la posterior malla se exponen en la siguiente figura:

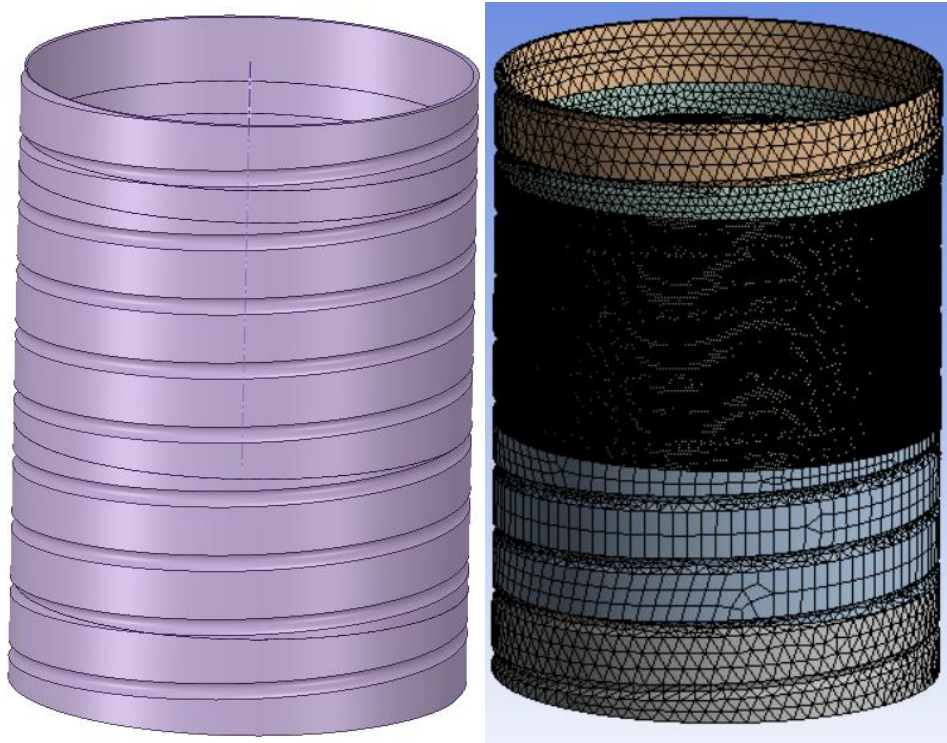


Figura 10-9 – Geometría y malla de los valles de la rosca del tornillo.

Fuente: Elaboración propia.

Igualmente, para la tuerca:

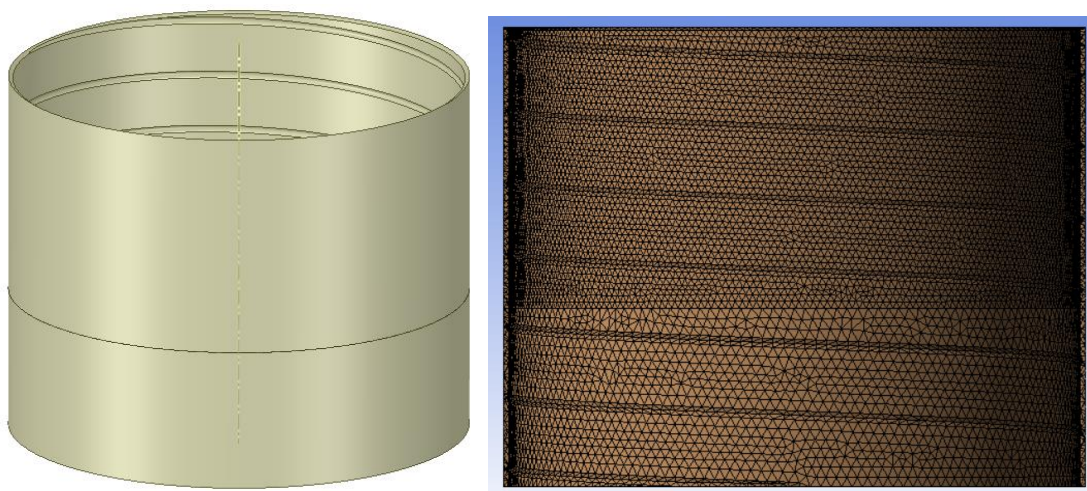


Figura 10-10 – Geometría y sección de la malla de los valles de la rosca de la tuerca.

Fuente: Elaboración propia.

Puede apreciarse que la malla es tetraédrica, debido a la curvatura de los valles de la rosca. Además, puede observarse que la malla es muy densa, sobre todo en la zona de coincidencia con la tuerca. Posteriormente, en el apartado de mallado, se comentará cómo se obtuvo la malla y las estadísticas de esta.

10.1.3 Núcleo de transición en la rosca

Para que el volumen de mallado tetraédrico fino sea pequeño, es necesario que el espesor del cuerpo de valles sea lo menor posible. Esto se consiguió adicionando un nuevo núcleo a la rosca.

Anteriormente, por un lado, en el tornillo, se tenían el núcleo hexaédrico y los 6 núcleos carcasa que lo rodeaban. Por otro lado, en la tuerca, tan solo se tenían seis núcleos que servían para pasar de los picos hexaédricos hacia la circunferencia de la rosca.

Ahora, se adiciona un cilindro hueco como núcleo que sirve de transición entre la malla gruesa de los seis núcleos carcasa y la malla fina de los valles. Dicho cilindro ha salido de recortar el volumen del cuerpo de valles hasta dejarlo con un espesor casi tan pequeño como la profundidad del valle. Debe existir cierto margen entre el final del valle y el diámetro que delimita el cuerpo de valles.

En el caso del tornillo, el diámetro interior del cuerpo de valles, que es igual al diámetro exterior del núcleo de transición es igual a 13,5 mm en el tornillo. Para la tuerca, el valor del diámetro interior del núcleo de transición es igual al diámetro exterior del cuerpo de valles y se ha tomado un valor de 16,3 mm.

El margen que mantener debe ser suficiente para que los elementos que queden en esa zona no estén extremadamente distorsionados. Por lo tanto, ese margen debe ser del orden del tamaño de los elementos en esa zona.

En la figura 10-11 se muestra una vista en planta de los distintos núcleos del tornillo (en el interior) y de la tuerca (en el exterior). Se han marcado con color naranja los dos nuevos núcleos de transición. La corona circular blanca es la zona donde quedarían las crestas del tornillo y de la tuerca unidas. Pueden apreciarse también las dos pequeñas coronas circulares referentes a los cuerpos de los valles, así como los seis núcleos carcasa tanto del tornillo como de la tuerca y el gran núcleo hexagonal del tornillo.

Estas divisiones en el caso de la tuerca se hacen en toda altura, pero en el caso del tornillo se realiza solo en un tramo de rosca ligeramente superior por arriba y por abajo que el tramo de rosca coincidente con la tuerca. En los tramos de rosca no incluidos en este tratamiento, no existe núcleo de transición; se pasa directamente del hexágono a los seis núcleos carcasa y a la rosca.

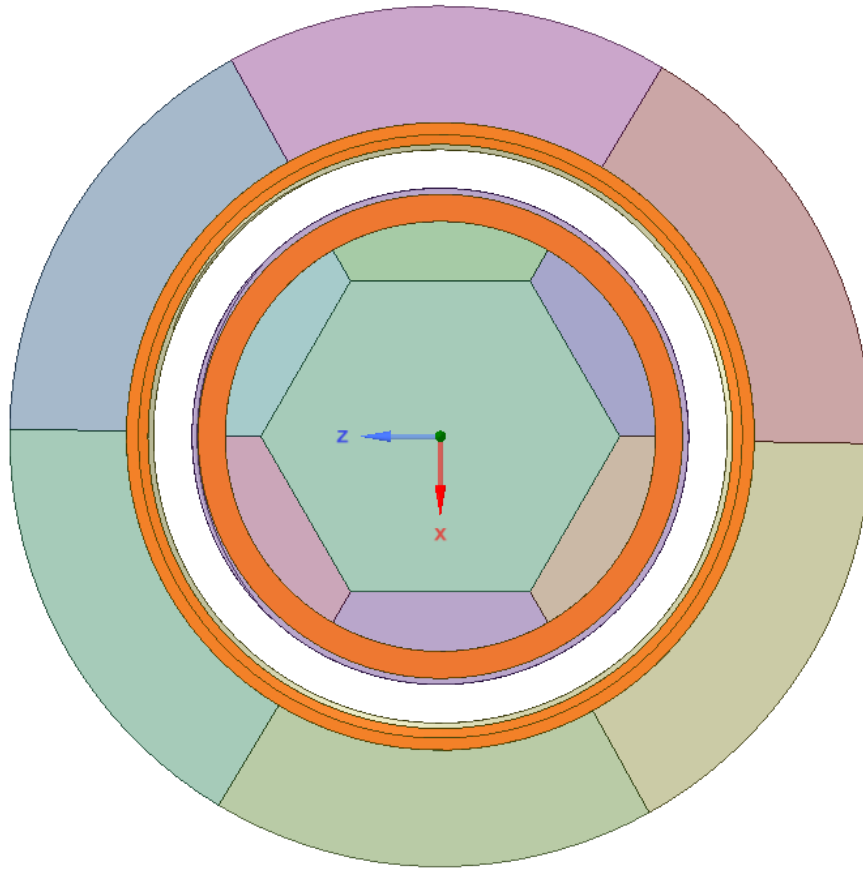


Figura 10-11 – Vista en planta de los núcleos de la unión.

Fuente: Elaboración propia.

10.1.4 Eliminación de los núcleos en la zona superior

Esta modificación en la geometría surgió a partir de problemáticas a la hora de mallar. La explicación completa se dará en el próximo apartado donde se explica la malla y las problemáticas resueltas.

La modificación es simple, se ha utilizado la herramienta “Combine” para unir los núcleos a las carcasas formando así el tornillo completo, sin división interna en núcleos. Esto se ha realizado sobre la cabeza, la zona de transición, y la caña.

10.2 Modificaciones en el modelo

Debido a las modificaciones en la geometría, han sido necesarios varios cambios en el modelo. A continuación, se comentan las principales problemáticas y la solución encontrada para cada una de ellas.

La malla resultante, gracias al uso correcto de parámetros de mallado, es la siguiente:

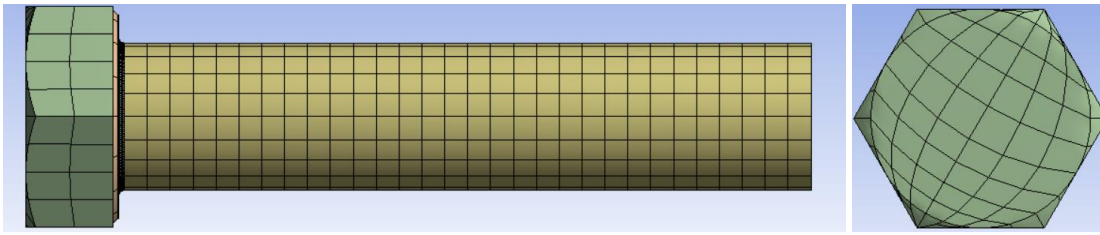


Figura 10-12 – Malla de la zona superior del tornillo.

Fuente: Elaboración propia.

10.2.1 Mallado

El mallado de la geometría es considerablemente complejo. La prueba de ello es que la malla ha de realizarse por trozos. Es decir, primero se ha de mallar una parte, luego otra y así hasta completar todos los cuerpos de la geometría. Gracias a realizar la malla de este modo, es posible mallar teniendo en cuenta solo al resto de cuerpos mallados. Gracias a ello, no se generarán dependencias de conectividad con cuerpos donde no se desee tener esa dependencia. Un ejemplo claro es que, si se malla primero el núcleo del tornillo, las roscas tendrán que mallarse después partiendo de la base de que debe conectar con el núcleo. Sin embargo, si primero se mallan las roscas, serán éstas las que llevarán la prioridad, siendo el núcleo del tornillo el que deberá mallarse de forma tal que respete a la rosca previamente mallada. El vínculo o dependencia entre ambas seguirá existiendo, pero el sentido de dicho vínculo es distinto según el orden de mallado.

Existe una forma en el Mechanical ANSYS Workbench de grabar el procedimiento de mallado para no tener que realizar la selección de cuerpos a mallar cada vez que se pretenda mallar el cuerpo completo. Se pulsa el botón derecho sobre *'Mesh'* y se selecciona la opción de *"Start Recording"*. En la pestaña *"Worksheet"* se irán grabando los pasos dados para el mallado. Para mallar solo una selección de cuerpos es preciso primero seleccionarlos y, luego, estando sobre el menú de mallado, pulsar con el botón derecho sobre cualquier cuerpo de la selección y elegir la opción *"Generate Mesh on selected bodies"*. Una vez finalizado el procedimiento se debe seleccionar la opción *"Stop Recording"*.

En la figura 10-13 se muestra el menú resultante en la pestaña *"Worksheet"* del Mechanical de ANSYS Workbench. Los pasos seguidos para la obtención de la malla sin errores se enumeran a continuación:

- 1º) Crestas coincidentes superiores e inferiores del tornillo.
- 2º) Crestas de transición del tornillo.
- 3º) Crestas lejanas del tornillo.
- 4º) Cuerpos valle y núcleos de transición del tornillo.
- 5º) Hexágonos y núcleos carcasa del tornillo en el tramo de rosca afectado por el núcleo de transición.
- 6º) El resto. (Tuerca completa, zona superior del tornillo, chaflán inferior del tornillo, etc...)

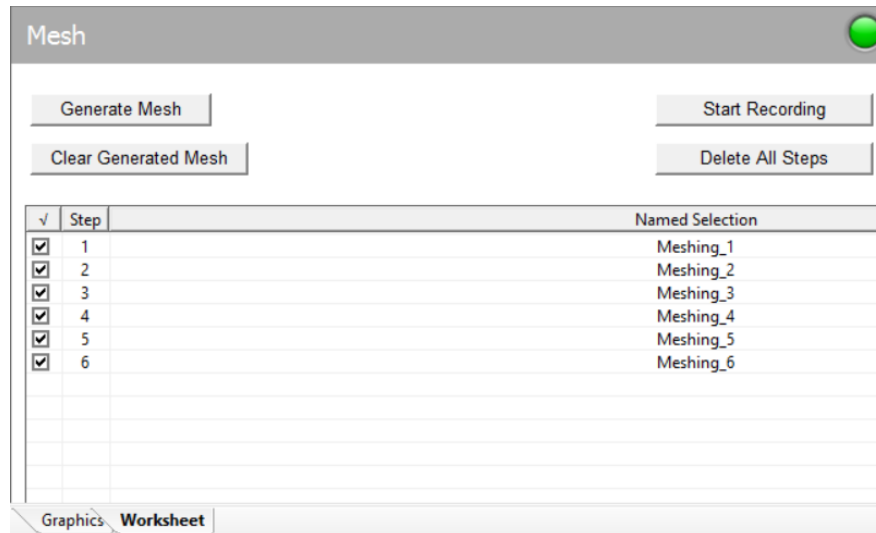


Figura 10-13 – *Worksheet* de grabación del procedimiento de mallado.

Fuente: Elaboración propia.

10.2.1.1 Partes del modelo

Es posible que los nombres de las partes enumeradas en la lista anterior presenten confusión. Para evitarlo, comentamos todas las partes de la nueva geometría.

Debido a problemas durante el mallado con la conexión entre los núcleos de la zona superior y los núcleos de la zona roscada, es necesario trabajar con 3 “*Parts*” distintas, una para la tuerca, otra para la rosca del tornillo y otra para el resto del tornillo (cabeza, zona de transición y caña). Es posible realizar un mallado con tan solo 2 “*Parts*”, pero el mallado de la zona superior queda con mallado tetraédrico y bastante distorsionado, como se puede apreciar en la figura 10-14.

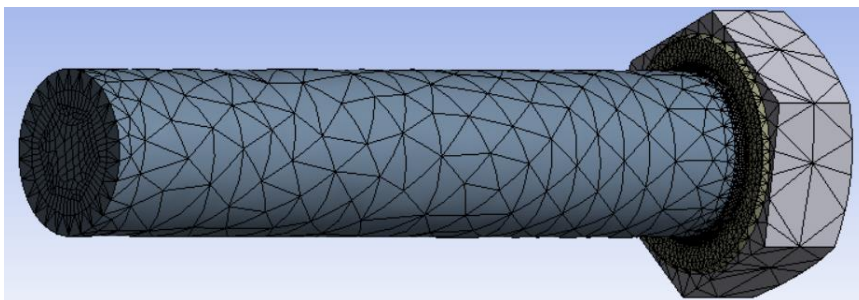


Figura 10-14 – Mallado de la zona superior del tornillo si solo se emplean 2 “*Parts*”.

Fuente: Elaboración propia.

El hecho de emplear 3 “*Parts*” tiene serias implicaciones sobre el contacto. Dichas implicaciones se comentarán en el subapartado dedicado al contacto.

10.2.1.2 Parte superior

La parte superior contiene tan solo 4 cuerpos. Dichos cuerpos son la cabeza, el chaflán de la zona de transición, el radio de acuerdo de la zona de transición y la caña.

En la figura 10-12, expuesta anteriormente, puede observarse la malla de la zona superior. Dicha malla se ha obtenido gracias a que está en una “*Part*” distinta al resto de la rosca. También han sido necesario la aplicación de métodos de mallado distintos al automático. Se ha aplicado el método *Multizone*. Como se explicó anteriormente, este método de mallado consiste en que ANSYS divida de forma automática el cuerpo en distintos cuerpos simples. Esto funciona siempre y cuando la geometría global a la que se le aplica el método *Multizone* sea relativamente simple. En el caso de la parte superior del tornillo, se le ha aplicado dicho método a la cabeza y al chaflán de la zona transición por separado, mientras que para la caña se ha aplicado directamente el método *sweep* al tratarse de un cilindro simple y el radio de acuerdo se ha dejado con el método automático.

Como el radio de acuerdo puede ser una zona complicada para la traslación de las fuerzas aplicadas en la zona de apoyo de la cabeza del tornillo hacia el resto del este, se densifica la malla en el mismo. Para ello, se introduce en el cuerpo del radio de acuerdo un *Body Sizing* de 0,2 mm. La malla resultante ya se ha mostrado anteriormente en la figura 10-12.

10.2.1.3 Rosca del tornillo

Las mallas obtenidas en la rosca del tornillo se han mostrado anteriormente en las figuras 10-5, 10-6 y 10-9 de forma parcial. La malla completa de la rosca del tornillo se muestra a continuación.

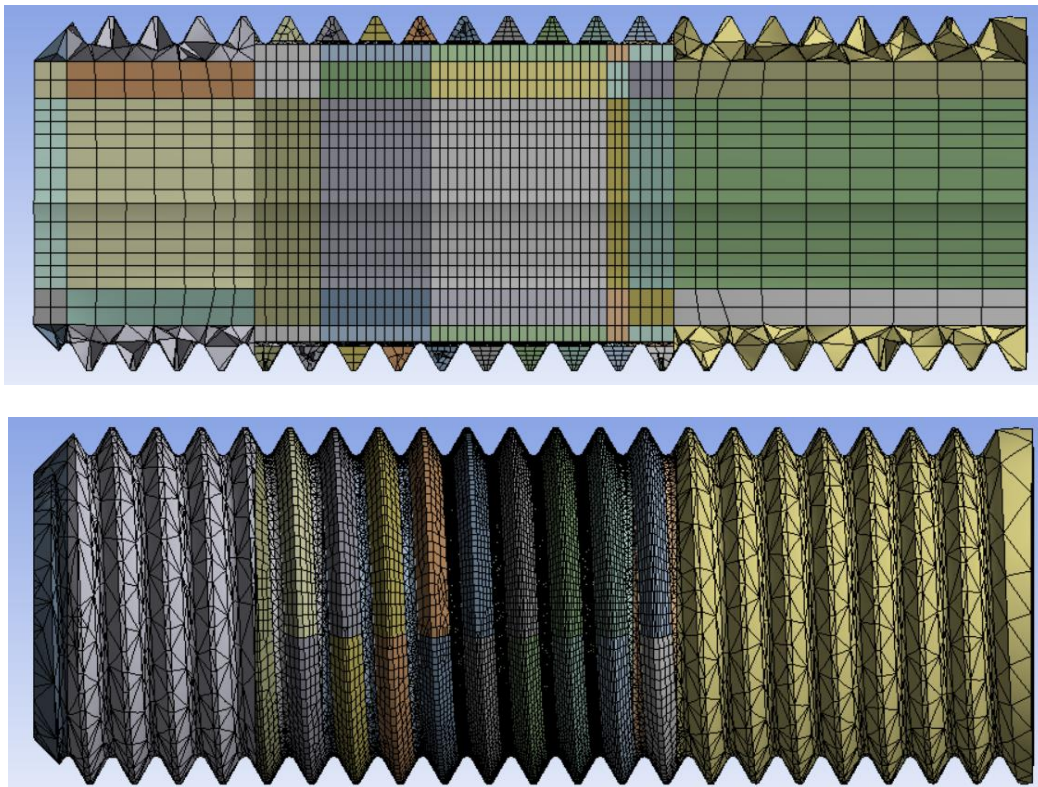


Figura 10-15 – Malla de la rosca del tornillo.

Fuente: Elaboración propia.

Sin embargo, para obtener estas mallas es preciso aplicar métodos de mallado distintos al automático. El método *sweep* funciona solo en aquellas crestas que no presentan ni variación de la sección ni cambio de nivel. Se ha denominado cambio de nivel a cuando se pasa de la zona

coincidente superior a la zona coincidente inferior, por ejemplo. Existen varios niveles y, por tanto, diversos cambios de nivel.

En la figura 10-16 se muestra la rosca completa del tornillo con la identificación de cada zona o nivel.

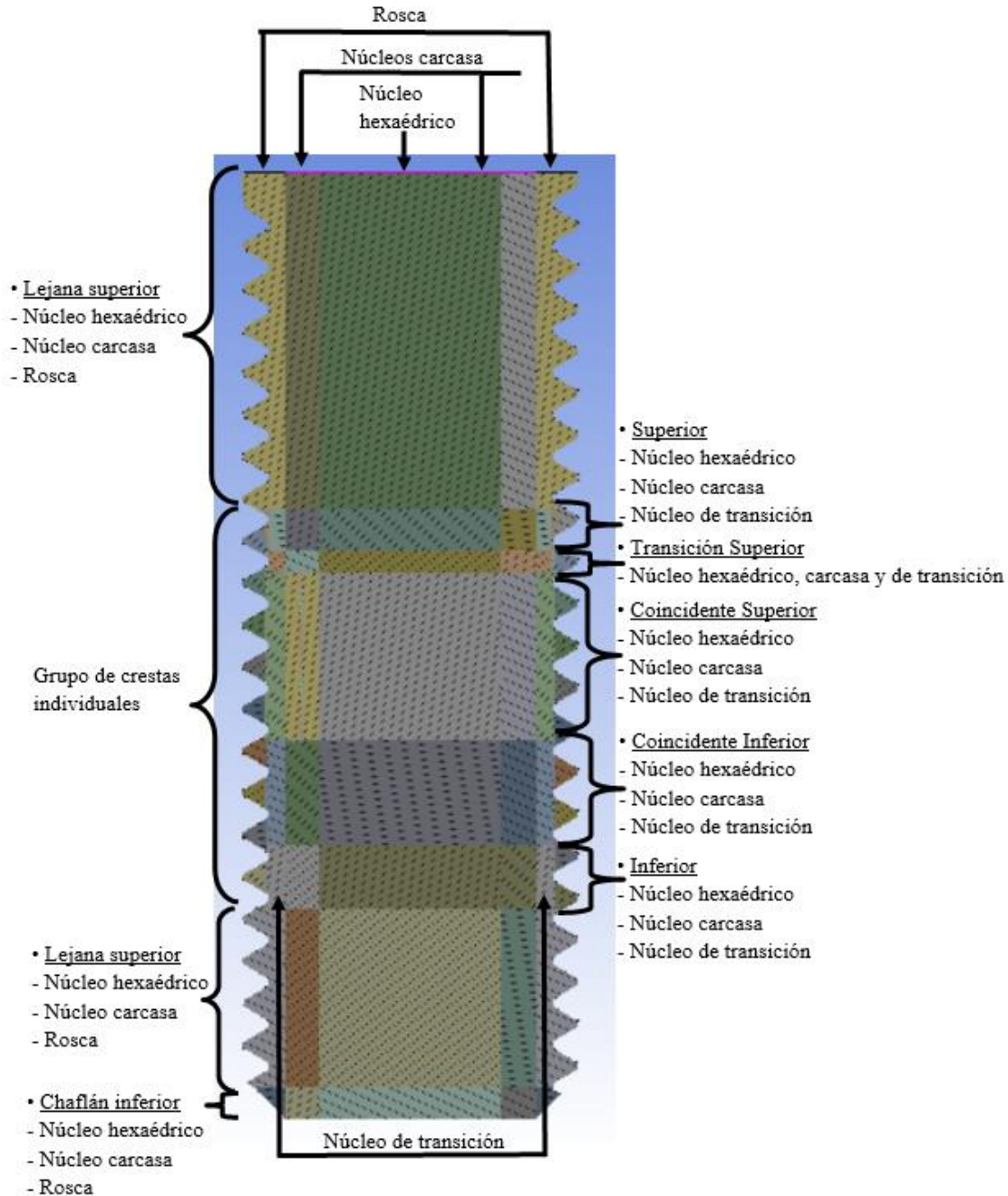


Figura 10-16 – Zonas o niveles de la rosca del tornillo.

Fuente: Elaboración propia.

Las crestas que no pueden mallarse mediante el método sweep debido a que están ubicadas en cambios de nivel se han mallado mediante el método *Hex Dominant*. Sin embargo, las crestas que no pueden mallarse mediante el método *Sweep* debido a que presentan cambios de sección (las iniciales y finales) se han mallado mediante el método *Multizone*.

Para el resto de las zonas no es necesario utilizar ningún método en concreto, basta con dejarlo en automático para que se realice el mallado *Sweep* en todos los núcleos y el tetraédrico en los cuerpos valle y transición. Se aplica un parámetro de mallado tipo “*Body Sizing*” para cada uno de los cuerpos valle y transición, mientras que para los núcleos interiores se utilizan “*Edge Sizing*” sobre la altura de cada cuerpo. Esa altura deberá ser acorde al tamaño de los elementos de los núcleos más externos para que la dependencia de la malla sea asequible para ANSYS.

10.2.1.4 Zona superior del tornillo

La zona superior del tornillo está dividida en 4 cuerpos. La cabeza, el chaflán de transición, el radio de acuerdo y la caña. Los métodos de mallado utilizados son *Multizone* para la cabeza y para el chaflán de transición y *Sweep* para la caña. Al cuerpo del radio de acuerdo no se le ha dado un método de mallado, pero sí se le ha aplicado un parámetro de tamaño, concretamente un “*Body Sizing*” de 0,2 mm. En la figura 10-12 se ha mostrado la malla obtenida aplicando estos parámetros.

10.2.1.5 Tuerca

La rosca de la tuerca no tiene niveles, pero sí presenta núcleo de transición y los seis núcleos de carcasa previos a los picos de la tuerca. El tratamiento dado a las crestas es el mismo explicado para el tornillo. Igualmente, en cuanto a los parámetros de mallado dados al resto de cuerpos. Lo único destacable es que se selecciona el método *Sweep* para los seis núcleos carcasa de la tuerca. La malla de la tuerca resultante se muestra a continuación.

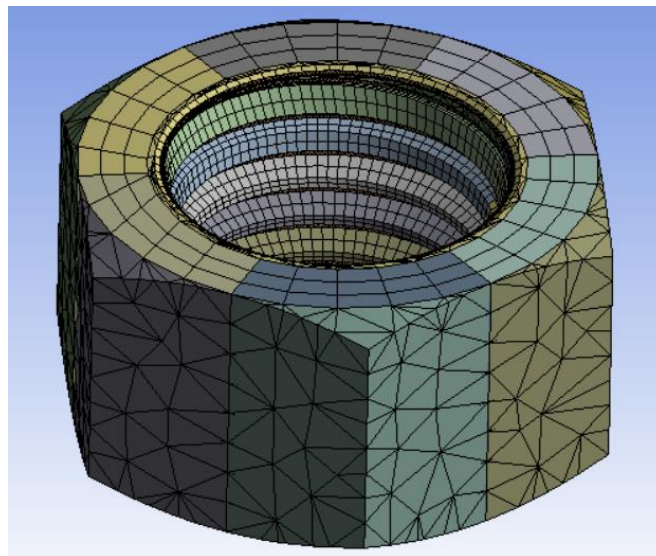


Figura 10-16 – Malla de la tuerca.

Fuente: Elaboración propia.

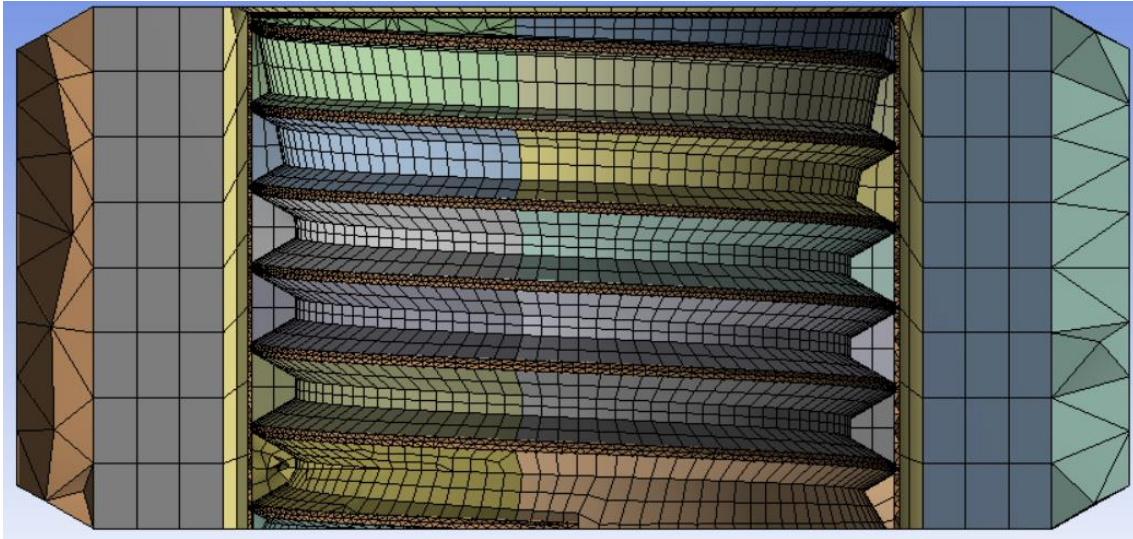


Figura 10-17 – Vista en sección de la malla de la tuerca.

Fuente: Elaboración propia.

10.2.1.6 Conjunto

El número de elementos de esta malla es 701 000 elementos, con un tamaño de elementos en la rosca coincidente de 0,1 mm.

La malla en conjunto se muestra a continuación en las figuras 10-18 y 10-19.

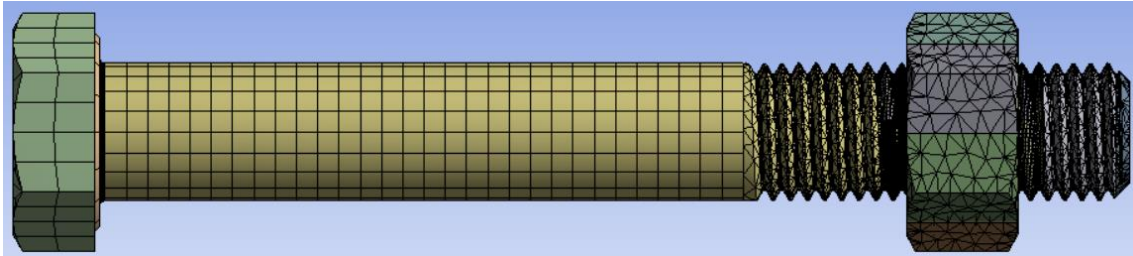


Figura 10-18 – Vista de la malla completa del modelo.

Fuente: Elaboración propia.

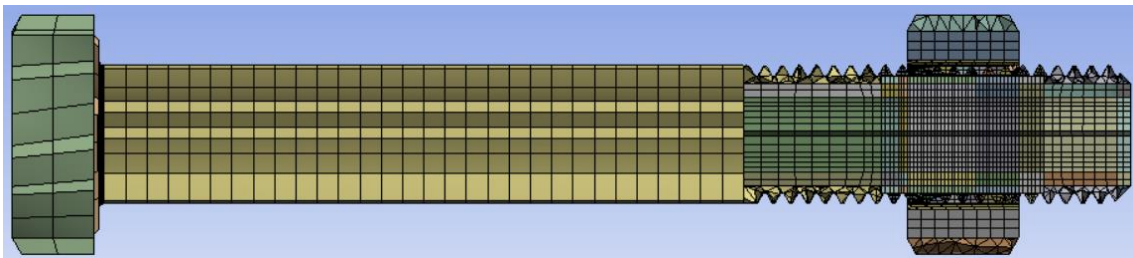


Figura 10-19 – Vista en sección de la malla completa del modelo.

Fuente: Elaboración propia.

La media de calidad de los elementos de la malla es 0,75 con una desviación estándar de 0,22. En la figura 10-20 se muestra la distribución de la calidad de los elementos sobre la vista en sección de la malla.

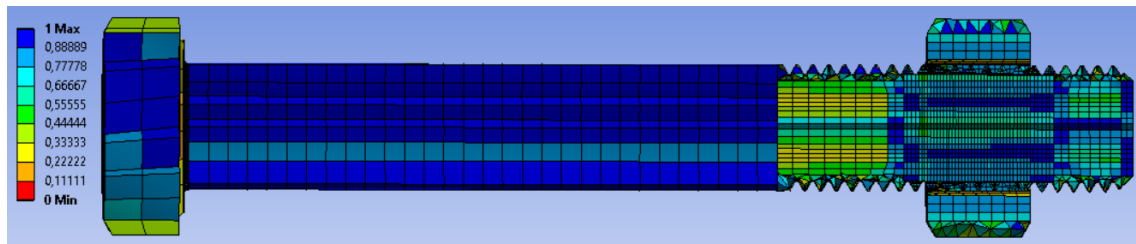


Figura 10-20 – Calidad de los elementos en vista en sección de la nueva malla completa del modelo.

Fuente: Elaboración propia.

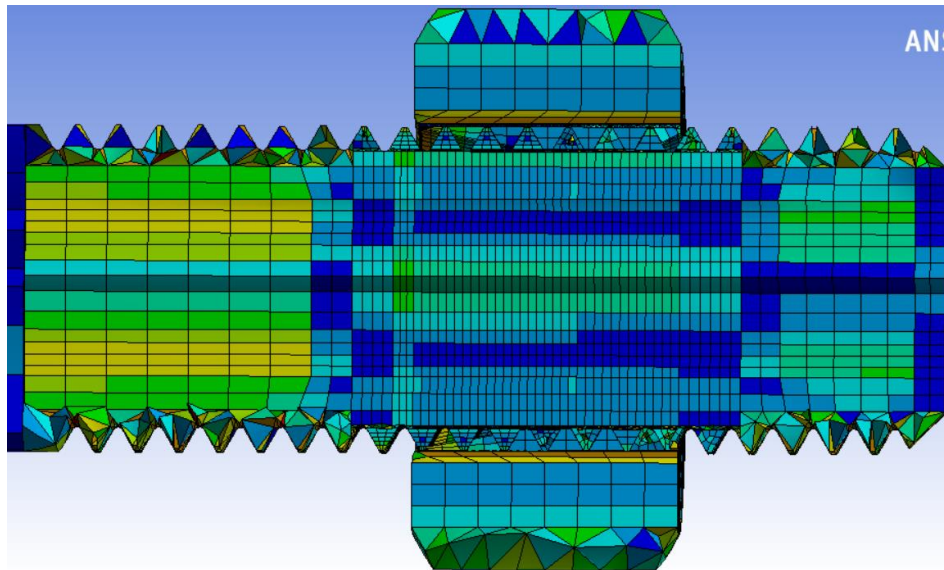


Figura 10-21 – Calidad de los elementos en vista en sección detallada de las roscas del nuevo modelo.

Fuente: Elaboración propia.

La media de distorsión de los elementos es 0,32 con una desviación típica de 0,26. En la figura 10-22 se muestra la distorsión de los elementos de la malla sobre una vista en sección del modelo.

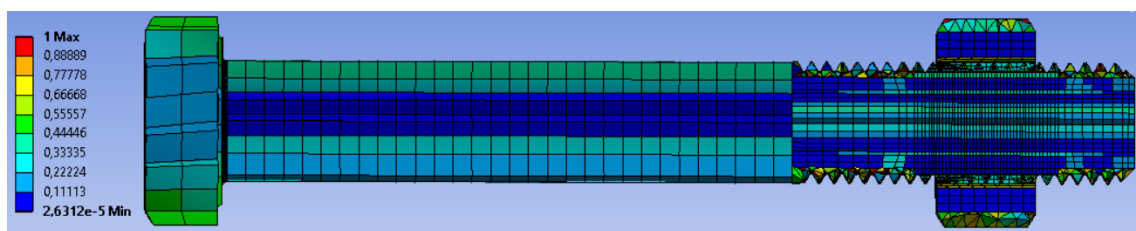


Figura 10-22 – Distorsión de los elementos en vista en sección de la nueva malla completa del modelo.

Fuente: Elaboración propia.

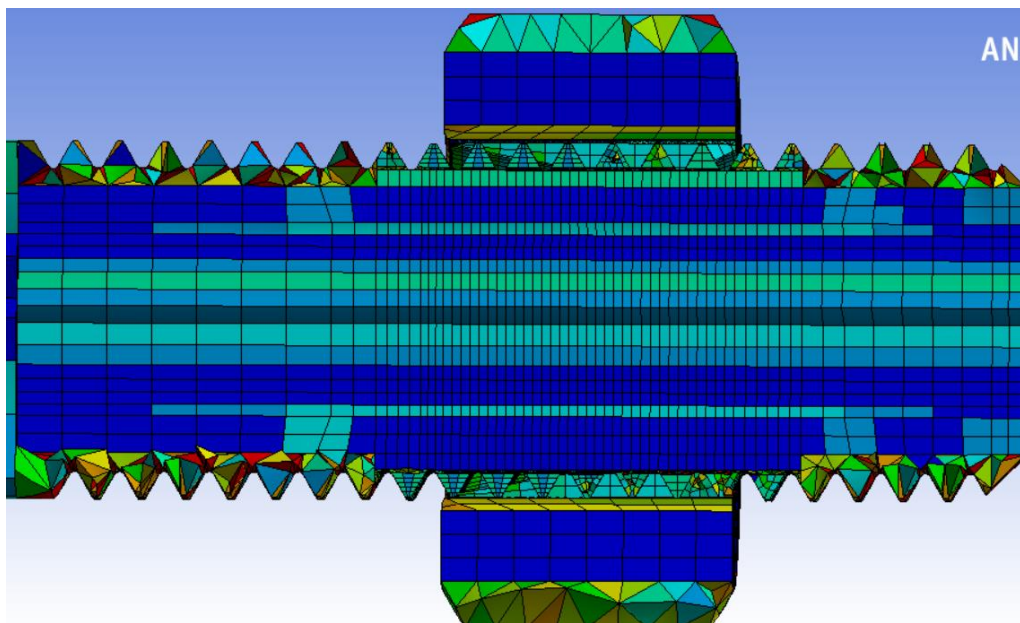


Figura 10-23 – Distorsión de los elementos en vista en sección detallada de las roscas del nuevo modelo.

Fuente: Elaboración propia.

En la tabla 10-1 se muestra la comparación de las estadísticas de esta nueva malla con mejor malla con la topología anterior. Puede observarse que la mejora es sustancial; más teniendo en cuenta que esta malla puede todavía refinarse.

Mallas/Estadísticas	N.º de elementos aprox.	Calidad media	Distorsión media
Malla 1	1 293 000	$0,72 \pm 0,17$	$0,39 \pm 0,23$
Malla 2	700 000	$0,75 \pm 0,22$	$0,32 \pm 0,26$

Tabla 10-1 – Comparación de mallas.

Fuente: Elaboración propia.

En la figura 10-24 se pueden comparar los gráficos de columnas de calidad de ambas mallas. La imagen superior es el gráfico relativo a la malla 1 y el inferior el de la malla 2. Puede observarse que la nueva malla mejora considerablemente la calidad ya que el mayor peso se tiene en el lado derecho. Sin embargo, también es cierto que la nueva malla empeora un poco los peores elementos. Este pequeño empeoramiento podría mejorarse aumentando el número de elementos del modelo.

Igualmente, en la figura 10-25 se pueden comparar los gráficos de columnas de distorsión de ambas mallas. En este caso, la mejor malla acumulará barras mayores en el lado izquierdo, ya que interesan valores pequeños de distorsión. En cuanto a la comparación, sucede algo similar al caso de la calidad; los elementos de distorsión media disminuyen, aumentando tanto los elementos con más distorsión como con menos, aunque en mayor medida estos últimos. Este efecto se podía prever fácilmente de los datos de media y desviación típica recogidos en la tabla 10-1 expuesta antes, ya que la media ha variado favorablemente en ambos indicadores para la segunda malla, pero la desviación típica aumenta también.

También puede observarse que la nueva malla incorpora un nuevo tipo de elemento, el Wed15, que es del tipo cuña ('wedge').

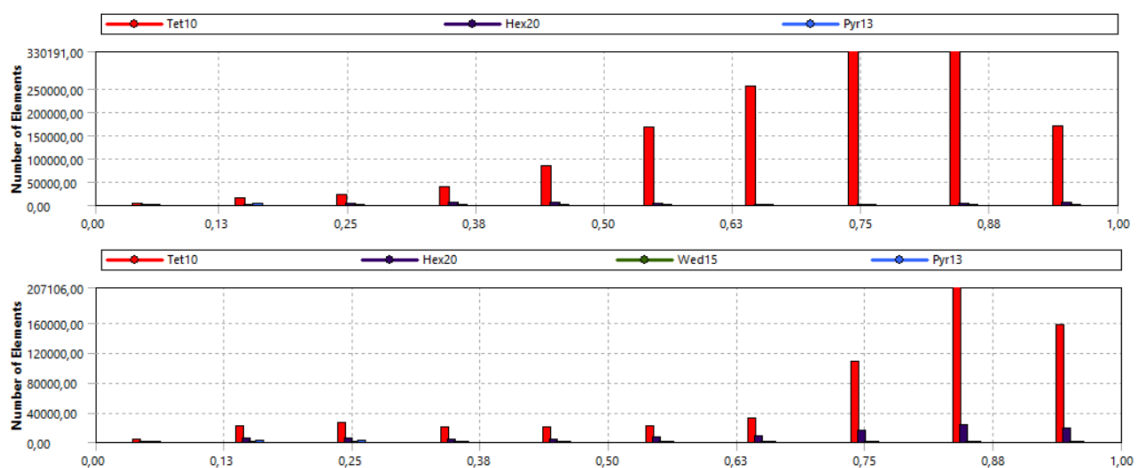


Figura 10-24 – Gráfico de columnas sobre la calidad de los elementos de la malla 1 (superior) y de la malla 2 (inferior).

Fuente: Elaboración propia.

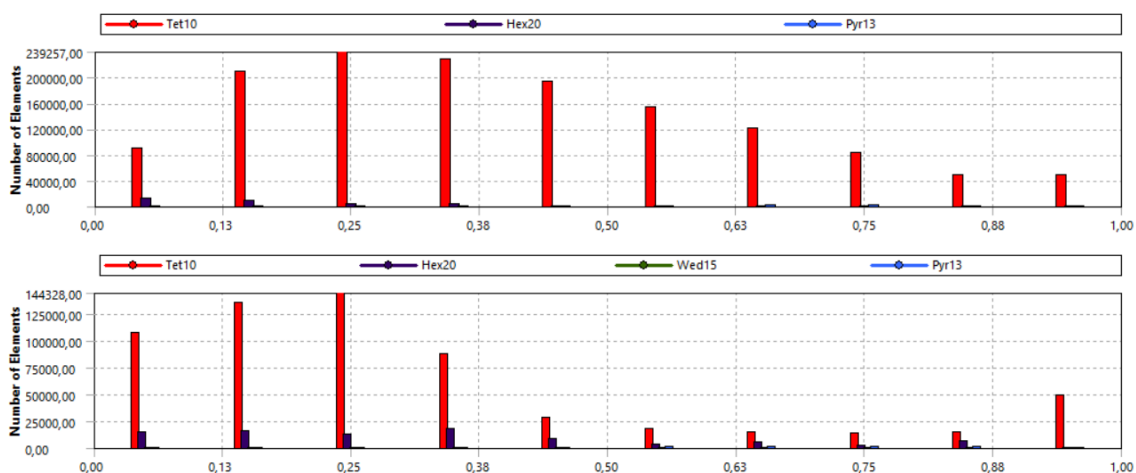


Figura 10-25 – Gráfico de columnas sobre la distorsión de los elementos de la malla 1 (superior) y de la malla 2 (inferior).

Fuente: Elaboración propia.

10.2.2 Contactos

El contacto tiene considerables variaciones. El más destacable es que se requiere un contacto adicional al de fricción entre roscas. Para explicar el porqué de la necesidad de uso de este nuevo contacto se explica en el siguiente subapartado.

10.2.2.1 Introducción a las reglas de cuerpos

Debido a que la zona superior del tornillo y la rosca del este están situadas en “Parts” distintas, será necesario añadir un contacto entre ambas. Esto es debido a que la geometría debe quedar cerrada, sin lugar a subjetividades, por lo que si dos piezas totalmente independientes (están en “Parts” distintas) comparten modelo y están en contacto, deberán tener cierta relación. Esa relación puede ser uno de los tipos de contacto posibles, una soldadura o que sean parte de una

misma entidad. Según la relación que lleven y las opciones que se seleccionen, la malla de esos cuerpos será también distinta, por lo que las definiciones de las interfases es clave para el modelado de elementos finitos.

Para explicar lo que esto quiere decir y sus repercusiones, se realiza un ejemplo sobre tres barras de sección cuadrada, cada una de ellas modelada de forma distinta.

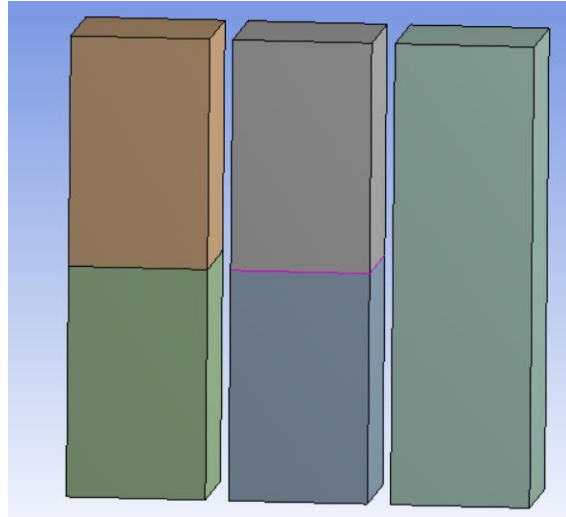


Figura 10-26 – Geometría de las tres barras de sección cuadrada.

Fuente: Elaboración propia.

- 1) Izquierda: Esta barra está modelada como dos “*Parts*”, cada una con un cuerpo (“*Body*”), unidas por un contacto tipo bonded. Como se comentó en la introducción acerca del contacto en ANSYS Workbench, el contacto bonded es el más básico de todos, ya que no permite penetración ni deslizamiento. A efectos prácticos es como decir que las partes conectadas, juntas, forman un todo.
- 2) Centro: La barra situada en el centro está modelada como dos cuerpos (“*Bodies*”) incluidos en una única “*Part*”. Cuando dos cuerpos están dentro de una misma parte, es preciso indicar, mediante el programa CAD que se utilice, cuál es la conexión entre dichos cuerpos de cara al futuro mallado. En SpaceClaim existen diversas opciones (*Share*, *Group*, *Merge* o *None*).

La opción *Share* es el equivalente al contacto tipo *Bonded*; permite que los cuerpos formen parte de un todo. La malla que se cree será acorde a ambos cuerpos, es decir, ambos cuerpos influirán en la malla del otro, ya que ha de tener continuidad en ambos. La opción *Group* permite que el mallado sea independiente entre cuerpos, pero, físicamente, ambos cuerpos forman un todo, al igual que en la opción *Share*. La opción *Merge* fusiona y recorta los cuerpos con superficies existentes. Es una opción compleja usada en casos muy particulares. La opción *None* no realiza ninguna asociación entre cuerpos, por lo que se tratan como cuerpos que están en Partes distintas a pesar de estar en una sola. En la barra central se toma la opción *Share*. El perímetro de color morado que presenta la barra central indica que ambos cuerpos están en una misma parte y que esas aristas tienen 3 caras en común. El color varía según el número de caras que compartan.

- 3) Derecha: Esta barra no presenta división de cuerpos. Toda la geometría es un solo cuerpo y una sola *Part*.

Se ha aplicado una tracción y una flexión en las tres barras del mismo modo. La malla utilizada se muestra en la figura 10-27 a continuación, las condiciones de contorno en la 10-28 y los resultados en las figuras 10-29 y 10-30.

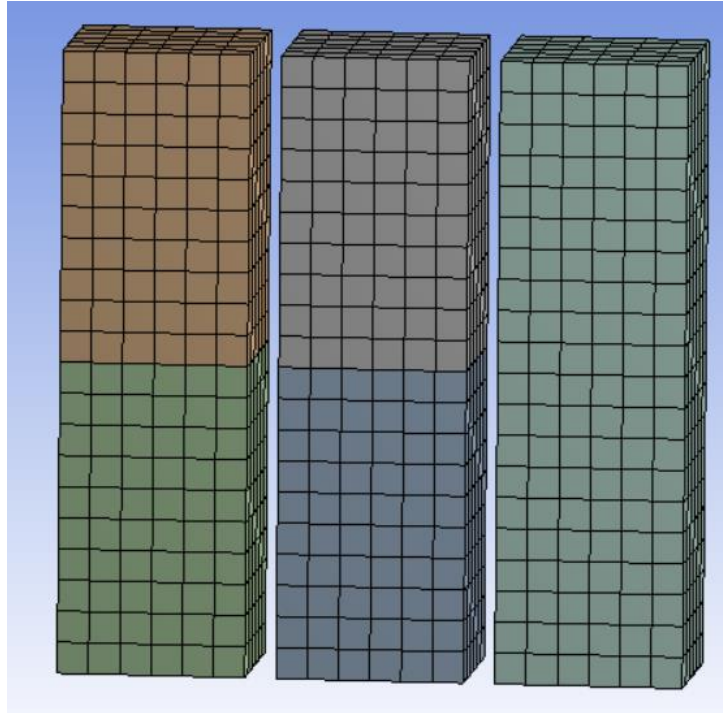


Figura 10-27 – Malla tres barras de sección cuadrada.

Fuente: Elaboración propia.

Como comentario añadido, conviene destacar que, si se emplea el programa CAD DesignModeler, la forma de indicar la relación entre cuerpos de una misma “*Part*” es distinta. En el caso de DesignModeler, para obtener el mismo comportamiento que la opción *Share* de SpaceClaim es preciso realizar la operación “*Joint*” entre los cuerpos que están en la misma parte. Sin embargo, si dichos cuerpos son sólidos, como es el caso del tornillo, esta operación se hace automáticamente. Por lo tanto, la operación “*Joint*” es necesaria solo si se trabajara con elementos “*Shell*”.

Se puede observar que las mallas son idénticas en las tres barras. Al tratarse de una geometría sencilla, la barra central, que lleva la opción “*Share*”, no presenta ninguna diferencia respecto al resto. En caso de ser una malla más compleja, posiblemente la opción “*Share*” implicara cierta variación en la zona cercana a la interfase para poder tener continuidad en la malla entre ambos cuerpos.

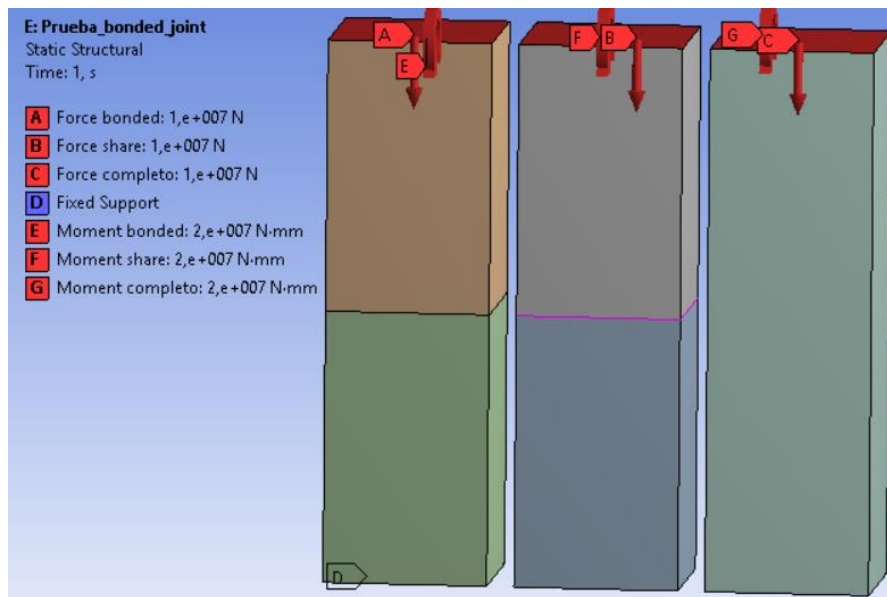


Figura 10-28 – Condiciones de contorno aplicadas por igual a las tres barras

Fuente: Elaboración propia.

En los tres casos se ha aplicado una fuerza de compresión y un momento flector. Los tres están empotrados en su cara inferior.

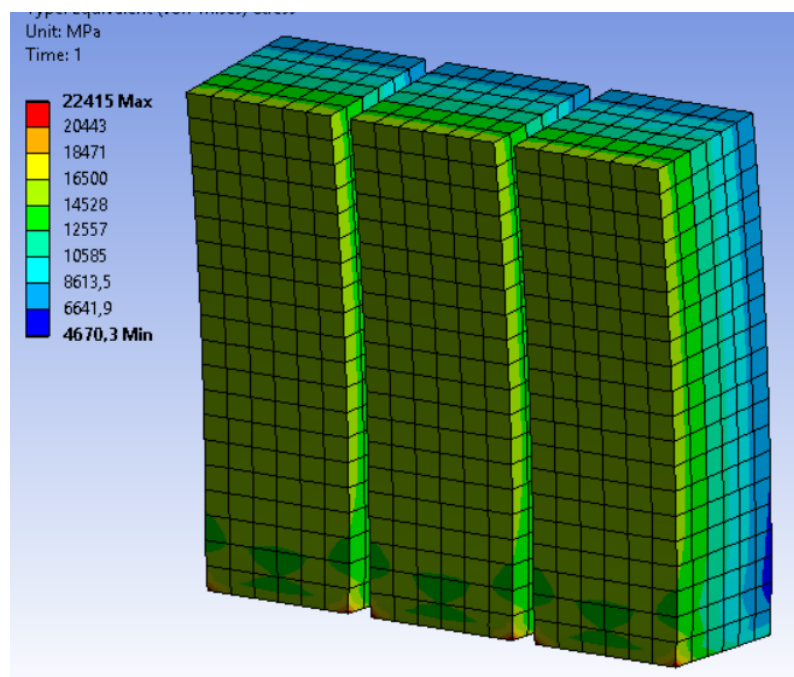


Figura 10-29 – Tensiones de Von Mises ante tracción y flexión de las tres barras.

Fuente: Elaboración propia.

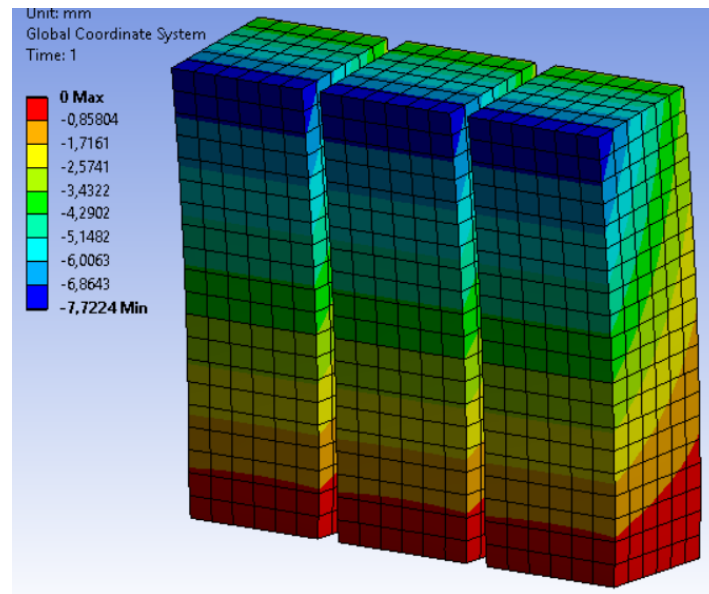


Figura 10-30 – Desplazamientos en dirección vertical ante tracción y flexión de las tres barras.

Fuente: Elaboración propia.

Puede apreciarse que los resultados son idénticos, tanto en tensión como en desplazamiento, por lo que se confirma que físicamente los tres métodos representan lo mismo.

10.2.2.2 Contacto *Bonded*

Al contar con 2 “Parts” distintas para el tornillo, cada una con su número de cuerpos, es preciso aplicar la forma de representación hecha en la barra de la izquierda. Es decir, se aplica un contacto tipo *bonded* entre las superficies de contacto de la zona superior y de la rosca del tornillo como se muestra en la figura 10-31.

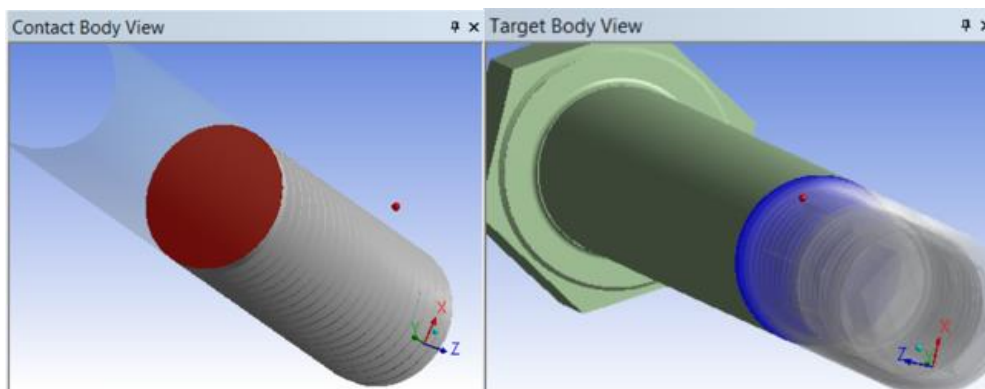


Figura 10-31 – Superficies del contacto tipo *bonded* en el tornillo.

Fuente: Elaboración propia.

El contacto tipo *bonded* implicará más coste computacional en la resolución del modelo, pero como el número de elementos de la malla se reduce considerablemente, puede admitirse. El contacto tipo *bonded* no suele presentar problema, por lo que todas sus opciones se dejan automáticas, es decir “*Program Controlled*”.

10.2.2.3 Contacto Frictional

Los detalles del contacto *frictional* se mantienen. La diferencia que se añade por utilizar este modelo es la geometría que entra en contacto. En este nuevo modelo, cada cresta de la zona central de la rosca del tornillo es un cuerpo, por lo que el contacto se dará entre más cuerpos que antes. Esto puede provocar también un aumento del coste computacional.

En la figura 10-32 se muestra el nuevo contacto friccional. Puede observarse como siguen utilizándose las mismas caras físicamente, pero pertenecen a cuerpos distintos.

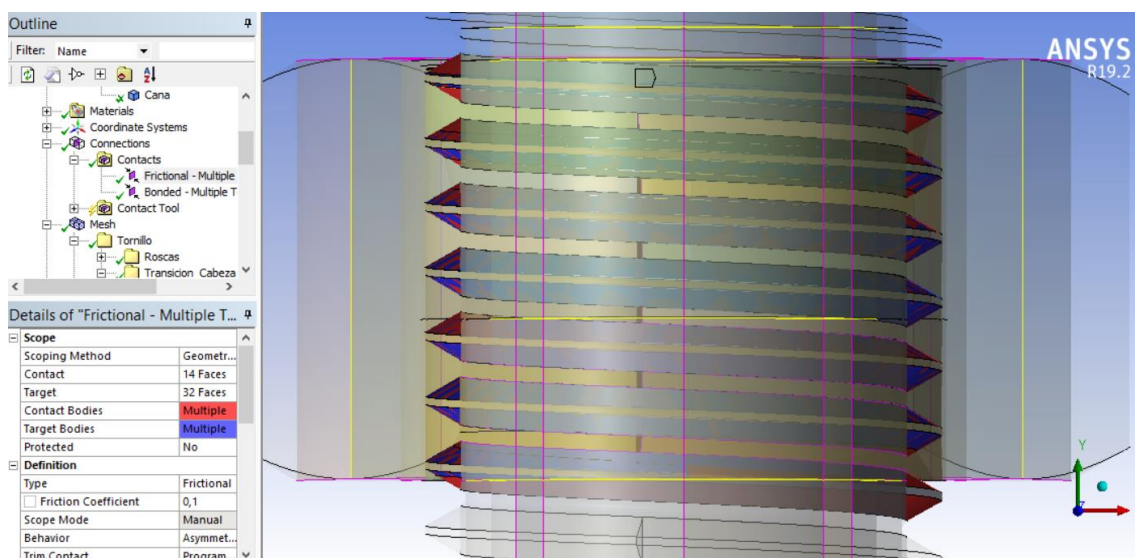


Figura 10-32 – Superficies del contacto tipo *bonded* en el tornillo.

Fuente: Elaboración propia.

10.2.3 Condiciones de contorno

La única variación en las condiciones de contorno implicada por la utilización de este modelo es que no se cuenta con los vértices del núcleo hexagonal en la cabeza del tornillo. Por lo tanto, las condiciones de contorno que se dieran a vértices pasan a darse a las caras completas.

10.3 Errores del modelo

Como se ha adelantado al comienzo de este capítulo, el modelo no ha podido resolverse debido a problemas de convergencia. En esta ocasión, los errores obtenidos parecen dirigirse hacia la zona del contacto friccional. El problema solucionado es el de tracción pura, con las condiciones de contorno ya comentadas.

10.3.1 Errores en el mallado

El mallado puede llegar a obtenerse sin error si se hace por pasos, tal y como se comentó en el apartado correspondiente. Sin embargo, esto no es lo ideal, ya que significa que existen incompatibilidades entre mallas de distintos cuerpos en un sentido. Por lo tanto, sería conveniente realizar cambios en las particiones para solucionar estos aspectos. Los errores de resolución, comentados a continuación, pueden tener solución también a través de la modificación de las particiones, por lo que convendría abordar ambas tipologías de problema a la vez.

10.3.2 Errores en la resolución

Un error recurrente es que existen cuerpos con tan solo un elemento en al menos dos direcciones del espacio, lo que hace que el método de los elementos finitos pueda presentar problemas de pivote en las matrices de resolución. Esta advertencia que da ANSYS puede subsanarse mediante el aumento de la densidad de malla en dichos cuerpos, por lo que no presenta gran problema.

Otra advertencia que realiza ANSYS es la de que existen unas pocas decenas de elementos (la cantidad varía según el número de elementos de la malla) que presentan una penetración excesiva. Este aviso que ANSYS, presenta puede ser el responsable de que finalmente se obtengan errores de convergencia a la solución por jacobianos de valor negativo o por tiempo de resolución. Es posible que la penetración excesiva se deba a los elementos muy distorsionados que presentan las crestas de los extremos, las cuales finalizan con una sección transversal infinitesimal.

Otros errores usuales son los genéricos que presenta ANSYS cuando dice que se han superado valores límites de magnitudes.

Para la investigación de errores es conveniente activar cierto número (4, por ejemplo) de “*Newton Residuals*” disponible en el apartado “*Solution*”. Esta opción permite visualizar la solución justo antes de que fallara y, por tanto, visualizar la zona donde se produce el error. También es conveniente revisar el fichero de texto de solución (“*Solver Output*”) ya que contiene los avisos, errores y valores característicos que presenta la resolución del problema.

10.3.3 Posibles soluciones

Una de las posibilidades es modificar las características del contacto friccional. Se han realizado distintas modificaciones sobre el factor de rigidez de contacto normal pero no han conllevado mejora alguna. Es posible que haya que profundizar más en la teoría que existe detrás del modelado del contacto de ANSYS Workbench y abrir el modelo a nuevas opciones.

Otra posibilidad es, como se ha comentado, modificar las particiones para mejorar la distorsión de los elementos en los extremos de la rosca coincidente. En el tornillo podría realizarse de forma ligeramente sencilla, ya que bastaría con aumentar el número de crestas independientes, tomando también crestas que no estén en contacto. De este modo, las crestas con mayor distorsión no estarían en la zona afectada por el contacto. Esto se ha realizado en cierto modo, pero en la tuerca se ha podido hacer debido a que no se puede extender la rosca más allá que la propia dimensión

de esta en la tuerca. Quizás habría que modificar la geometría para que el final de la rosca no fuera tan infinitesimal, aunque la geometría ya no representaría tan fielmente la realidad.

También existe la opción de modificar totalmente las particiones de la rosca buscando una malla hexaédrica de toda la rosca. Para ello, seguramente haya que profundizar más en las herramientas de operaciones booleanas de SpaceClaim o DesignModeler o incluso modificar la forma de generar la geometría en Solidworks desde el inicio.

Finalmente, podría plantearse y estudiarse la eliminación del radio de acuerdo y el chaflán de transición del tornillo con idea de reducir la complejidad de las superficies que conforman el modelo, facilitando así el mallado.

11 CONCLUSIONES

*Quien atribuye a la crisis sus fracasos y penurias, violenta su propio talento
y respeta más a los problemas que a las soluciones.*

- Albert Einstein -

En este documento se pretende obtener la distribución y el valor de las tensiones en una unión atornillada mediante un tornillo de métrica M16 y una tuerca con un corte cónico. Sin embargo, como en todo trabajo que persigue un objetivo nunca conseguido con anterioridad, se encuentran limitaciones que impiden completar los objetivos en su totalidad. Estas limitaciones, suelen ser debidas a la complejidad del problema y, por tanto, a la duración que se requiere para resolverlo, por lo que este trabajo puede servir como punto de partida para futuros trabajos de investigación.

Para realizar este proyecto se comenzó construyendo la geometría en Solidworks y se continuó diseñando un modelo elastoplástico de elementos finitos en ANSYS Workbench. Para ello fue necesario profundizar en el conocimiento de los programas CAE como ANSYS Workbench y aprender nuevas formas de creación de mallas, contactos, condiciones de contorno y tipologías de análisis.

Los resultados obtenidos quedan podrán compararse con el documento donde se estudia la unión roscada con tuerca recta y podrán también actualizarse en caso de convertir en funcional la segunda malla presentada en este documento. Éstas, son dos de las posibles futuras vías de investigación que se presentan a continuación.

Por un lado, como se ha comentado, podría invertirse tiempo en corregir los pequeños errores que presenta la segunda malla introducida en este documento para mejorar el modelo de la unión atornillada con tuerca cónica. Para ello, se han expuesto con detalle las pautas y las posibles correcciones en el apartado anterior.

Por otro lado, la tarea más inminente es, como ya se ha comentado también, realizar un modelo similar al actual, pero con una tuerca recta, sin corte cónico, para comparar los resultados de tensión con los obtenidos en este documento. Cuando se tenga dicho modelo, podrían analizarse ambos a flexión bajo carga estática y a tracción y flexión bajo carga cíclica. Para realizar los análisis de fatiga puede usarse el modelo de Fatemi-Socie para fatiga multiaxial introduciendo una grieta en el tornillo y estudiando su evolución a lo largo del mismo, como hiciera Juan Manuel Ayllón en su Tesis Doctoral “*Estudio del proceso de fatiga en implantes dentales*” [24]. También

podría analizarse el modo de crecimiento de grieta en cada filete de la rosca o la influencia del corte cónico según el ángulo de conicidad dado.

Además, al igual que se desarrolla un modelo solo con el tornillo y la tuerca, puede resultar de interés realizar un modelo en el que se introduzca también la pieza sujeta por la unión o una parte de esta. En este nuevo modelo podrían realizarse los mismos análisis que en los modelos simples, pero será necesario replantear todas las condiciones de contorno del problema.

Otra posible vía de evolución en estos estudios sería la realización de los modelos anteriormente comentados utilizando otros programas comerciales como Abaqus o Nastran, permitiendo así al Departamento tener modelos en distintas plataformas y poder comparar entre sí ventajas e inconvenientes.

Finalmente, otra tarea interesante, es continuar realizando ensayos experimentales sobre tornillos para analizar el efecto que tiene sobre la vida la posición de los filetes de la tuerca. Ya se han realizado algunos ensayos experimentales sobre tornillos como se recoge en los documentos “*Procedimiento para la determinación de la vida residual de tornillos en aerogeneradores*” [27] o “*Estudio experimental de la vida a fatiga en uniones atornilladas*” [25], por ejemplo, pero podrían continuar realizándose, buscando nuevas características y dependencias.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] Deutsches Institut für Normung. General purpose ISO metric screw threads. DIN13-1. Berlin, DIN, Noviembre de 1999.
- [2] Deutsches Institut für Normung. M1,6 to M39 hexagon head bolts. DIN931. Berlin, DIN, Septiembre de 1987.
- [3] Deutsches Institut für Normung. Hexagon nuts with metric coarse and fine pitch thread. DIN934. Berlin, DIN, Octubre de 1987.
- [4] Verein Deutscher Ingenieure. Systematic calculation of high duty bolted joints with one cylindrical bolt. VDI 2230. Düsseldorf, VDI, 2003.
- [5] ARAGONESA, Tornillera. “*Propiedades mecánicas de tornillos*”. Zarainfo.net. [consulta: Noviembre de 2018]. Disponible en: http://www.tornillera.com/archivos/info_tecnica/esp/propiedades_tornillos.pdf
- [6] ELECTROMECHANIC, Alejandro. “*Calidades en tornillería*”. Wordpress. [consulta: Noviembre de 2018]. Disponible en: <http://automantenimiento.net/mecanica/calidades-en-tornilleria/>
- [7] DEL VALLÉS, Aceros. “*F 127*”. txellllorach.com. [consulta: Noviembre de 2018]. Disponible en: http://www.acerosdelvalles.com/1_29_f127.html
- [8] RACKLEY, Jon y CHRISTODOULOU, Marios. “*SolidWorks Tutorial: How to create Threads on a Bolt M10 - EXPLAIN - step by step*”. SolidWorks Edu, Youtube, 2016 [consulta: Octubre de 2018]. Disponible en: <https://www.youtube.com/watch?v=u4vOLZ3sL30>
- [9] RACKLEY, Jon y CHRISTODOULOU, Marios. “*SolidWorks Tutorial: How to create threads on a Nut M10 - EXPLAIN - step by step*”. SolidWorks Edu, Youtube, 2017 [consulta: Octubre de 2018]. Disponible en: <https://www.youtube.com/watch?v=kSi3H79GgKI>
- [10] OLIVER, Michael. Modeling Threaded Bolted Joints in ANSYS Workbench. ANSYS Advantage, 2012. [consulta: Diciembre de 2018]. Disponible en: <https://www.ansys.com/-/media/ansys/corporate/resourcelibrary/article/aa-v6-i2-modeling-threaded-bolted-joints-in-ansys-workbench.pdf>
- [11] DEL ÁGUILA, Ramón. “*Representación de roscas*”. Portal de Dibujo Técnico. [consulta: Octubre de 2018]. Disponible en: http://dibujo.ramondelaguila.com/?page_id=2699
- [12] Twenty-fifth ISOPE Conference Anniversary: Ocean, Arctic, Energy; Gas Hydrates and Ocean Mining 2015. Golden, Colo., U.S.A: International Society of Offshore and Polar Engineers, 2015. Print.
- [13] APELAND, Jørgen. “*Application of FE-analysis in Design and Verification of Bolted Joints According to VDI 2230 at CERN*”. MSc Thesis, Norwegian University of Science and Technology, Genève, 2018.

- [14] MADENCI, ERDOGAN, and IBRAHIM GUVEN. The finite element method and applications in engineering using ANSYS. New York: Springer, 2015. Print.
- [15] LAWRENCE, KENT L. ANSYS Workbench tutorial: release 10. Mission, KS: SDC Publications, 2006. Print.
- [16] FASH, James Walter, "An Evaluation of Damage Development During Multiaxial Fatigue of Smooth and Notched Specimens" Report No. 123, College of Engineering, University of Illinois at Urbana-Champaign, 1980.
- [17] HOFFMANN, M. and SEEGER, T., Estimating multiaxial elastic-plastic notch stresses and strains in combined loading, Biaxial and Multiaxial Fatigue, EGF 3 (Edited by M. W. Brown and K. J. Miller), 1989, Mechanical Engineering Publications, London, pp. 3-24.
- [18] PARÍS CARBALLO, Federico, Teoría de la elasticidad, 3ª ed., Sevilla: Grupo de Elasticidad y Resistencia de materiales, 2000. 455p. ISBN: 84-88783-32-9.
- [19] DOMÍNGUEZ ABASCAL, JAIME. "La fatiga de los materiales y su tolerancia al daño". El Mundo. Sevilla, España.
- [20] NAVARRO ROBLES, Alfredo, "Método de las deformaciones locales en fatiga", Sevilla: Teoría de máquinas y mecanismos.
- [21] NAVARRO ROBLES, Alfredo, "An unconditionally convergent iterative algorithm for the intersection of Neuber's and Molski-Glinka's rules with Ramberg-Osgood stress-strain relationship", ELSEVIER 69 (2014) 53-62.
- [22] MADRIGAL, Carmen, NAVARRO, Alfredo y VALLELLANO, Carpóforo, "Plasticity theory for the multiaxial Local Strain-Life Method", ELSEVIER (2016).
- [23] NAVARRO ROBLES, Alfredo, "Método para el cálculo aproximado de tensiones y deformaciones elastoplásticas multiaxiales en zonas de concentración de tensiones", Sevilla: Departamento de Ingeniería Mecánica y fabricación.
- [24] AYLLÓN GUEROLA, Juan Manuel. "Estudio del proceso de fatiga en implantes dentales". Tesis Doctoral, Universidad de Sevilla, Sevilla, 2014.
- [25] JULIÁ LERMA, Javier Miguel. "Estudio experimental de la vida a fatiga en uniones atornilladas". Trabajo de fin de Máster, Universidad de Sevilla, Sevilla, 2019.
- [26] JULIÁ LERMA, Javier Miguel. "Estudios elastoplásticos mediante FEM de probetas de fatiga biaxial a bajo número de ciclos". Trabajo de fin de Grado, Universidad de Sevilla, Sevilla, 2017.
- [27] ROMERO MACÍAS, Álvaro. "Procedimiento para la determinación de la vida residual de tornillos en aerogeneradores". Trabajo de fin de Grado, Universidad de Sevilla, Sevilla, 2017.